

ETSEIAT

# MEMÒRIA

---

## ESTUDI DEL SISTEMA ÒPTIM DE SUBMINISTRAMENT D'ENERGIA ELÈCTRICA I TÈRMICA D'UNA PISTA DE GEL

**Titulació: Enginyeria Industrial**

**Alumne: Javier Ramia Luengo**

**Tutors del projecte: Pere Colomer Vilanova i Yolanda Calventus Solé**

**JUNY 2012**

## Reconeixements

La realització d'aquest projecte ha esdevingut una feina engrescadora que ha requerit un procés de perseverança i esforç personal, però aquestes actituds no haguessin conduït mai al resultat obtingut finalment sense l'ajut de certes persones que citaré a continuació.

Primerament, al Dr. Pere Colomer Vilanova i a la Dra. Yolanda Calventus Solé, del departament de màquines i motors tèrmics de l'ETSEIAT i tutors del projecte, pels seus consells i directrius en la consecució d'aquest.

També, i de manera destacada, a l'investigador Lotfi Seghouani, del Institut Nacional per Ciències Industrials Avançades i Tecnologia del Japó (AIST), pel seu inestimable ajut en la obtenció de les dades de demanda energètica d'una pista de gel real. De la mateixa manera, vull agrair al responsable de manteniment Jordi Carrascosa, de l'oficina de manteniment de pintures de SEAT SA, la seva disposició a l'hora de guiar-me en el contacte amb certes empreses i responsables de l'àrea de la trigeneració.

Per últim i no menys important, vull expressar el meu agraïment a la família, parella i amics que han ofert un recolzament incondicional des del primer dia i que han brindat ànims en els moments més difícils fins el final.



5.3.1.3. Turbina de vapor.....	Pàg. 42
5.3.1.3.1. Recuperació del calor.....	Pàg. 43
5.3.1.4. Cicle combinat.....	Pàg. 43
5.3.1.5. Motor Stirling.....	Pàg. 45
5.3.1.6. Pila de combustible.....	Pàg. 46
5.3.1.7. Comparació de tecnologies dels impulsors	
motrius.....	Pàg. 47
5.3.2. Màquines refredadores.....	Pàg. 48
5.3.2.1. Refredadora d'absorció.....	Pàg. 48
5.3.2.1.1. Cicle de bromur de liti (LiBr).....	Pàg. 49
5.3.2.1.2. Cicle d'amoníac-aigua (NH <sub>3</sub> H <sub>2</sub> O).....	Pàg. 51
5.3.2.1.3. Recuperació de calor.....	Pàg. 52
5.3.2.2. Tecnologies d'adsorció.....	Pàg. 52
6. Cas d'estudi.....	Pàg. 55
6.1. Pista de gel "Camilien Houde" .....	Pàg. 55
6.1.1. Elements de consum energètic.....	Pàg. 56
6.1.1.1. Sistema de ventilació.....	Pàg. 56
6.1.1.2. Sistema refrigerant del subsòl.....	Pàg. 56
6.1.1.3. Escalfadors de graderies.....	Pàg. 57
6.1.1.4. Càrrega calefactora del subsòl.....	Pàg. 57
6.1.1.5. Lluminaària.....	Pàg. 57
6.1.2. Modelatge de la instal·lació.....	Pàg. 57
6.1.2.1. Modelatge de l'interior de l'edifici.....	Pàg. 57
6.1.2.2. Modelatge del subsòl.....	Pàg. 59

6.1.2.3. Retroalimentació dels modelatges de l'interior de l'edifici i del subsòl.....	Pàg. 63
6.1.3. Validació dels resultats.....	Pàg. 63
6.2. Demanda tèrmica dels elements de consum energètic.....	Pàg. 65
6.2.1. Sistema de ventilació.....	Pàg. 65
6.2.2. Sistema refrigerant del subsòl.....	Pàg. 67
6.2.3. Escalfadors de graderies.....	Pàg. 67
6.2.4. Sistema calefactor del subsòl.....	Pàg. 68
6.2.5. Demandes de fred i de calor totals.....	Pàg. 68
6.3. Legislació actual.....	Pàg. 69
6.3.1. Reial Decret 616/2007.....	Pàg. 70
6.3.2. Reial Decret 661/2007.....	Pàg. 70
6.3.2.1. Requisits per la inserció al règim especial.....	Pàg. 70
6.3.2.2. Règim econòmic.....	Pàg. 71
6.3.2.3. Complementos econòmics.....	Pàg. 71
6.3.2.3.1. Complement per eficiència.....	Pàg. 72
6.3.2.3.2. Complement per energia reactiva.....	Pàg. 72
6.3.2.3.3. Complement per discriminació horària.....	Pàg. 73
6.3.3. Instruccions tècniques complementàries i resolucions aplicables.....	Pàg. 73
6.4. Selecció de la maquinaria a utilitzar.....	Pàg. 73
6.4.1. Selecció de l'impulsor motriu.....	Pàg. 73
6.4.2. Selecció de la refredadora.....	Pàg. 75
7. Dimensionat de la planta.....	Pàg. 77
7.1. Elecció del mètode de dimensionat.....	Pàg. 77

7.1.1. Mètode del rectangle màxim.....	Pàg. 78
7.2. Estratègies de gestió del mètode del rectangle màxim....	Pàg. 80
7.2.1. Estratègia de Control de la Demanda Tèrmica (TDM).....	Pàg. 81
7.2.2. Estratègia de control de l'Estalvi d'Energia Primària (PES).....	Pàg. 82
7.2.3. Estratègia de control de l'Estalvi d'Energia Primària Anual (PES Anual).....	Pàg. 83
7.3. Procediment de dimensionat del cas pràctic.....	Pàg. 84
7.3.1. Estimació del PES.....	Pàg. 85
7.3.2. Construcció de la línia ISO-PES <sub>mín</sub> .....	Pàg. 87
7.4. Dimensionat 1: Motor alternatiu amb refredadora d'absorció de simple efecte amb aigua-amoniac.....	Pàg. 87
7.4.1. Dimensionat del motor alternatiu.....	Pàg. 87
7.4.2. Dimensionat de la refredadora d'absorció.....	Pàg. 90
7.5. Dimensionat 2: Motor alternatiu amb refredadora d'absorció de doble efecte amb aigua-amoniac.....	Pàg. 90
7.5.1. Dimensionat del motor alternatiu.....	Pàg. 91
7.5.2. Dimensionat de la refredadora d'absorció.....	Pàg. 92
7.6. Dimensionat 3: Motor alternatiu amb refredadora d'absorció de cicle GAX amb aigua-amoniac.....	Pàg. 93
7.6.1. Dimensionat del motor alternatiu.....	Pàg. 93
7.6.2. Dimensionat de la refredadora d'absorció.....	Pàg. 95
8. Estratègia de control.....	Pàg. 96
9. Maquinaria disponible.....	Pàg. 97

9.1. Maquinaria disponible pel sistema 1.....	Pàg. 97
9.2. Maquinaria disponible pel sistema 2.....	Pàg. 98
9.3. Maquinaria disponible pel sistema 3.....	Pàg. 99
10. Estudi energètic de la instal·lació.....	Pàg. 100
10.1. Sistema 1.....	Pàg. 100
10.1.1. Estudi anual sistema 1 (cas 1).....	Pàg. 100
10.1.2. Estudi anual sistema 1 (cas 2).....	Pàg. 101
10.1.3. Elecció entre el cas 1 i 2 pel sistema 1.....	Pàg. 102
10.1.4. Estudi diari del sistema 1.....	Pàg. 102
10.2. Sistema 2.....	Pàg. 105
10.2.1. Estudi anual sistema 2 (cas 1).....	Pàg. 105
10.2.2. Estudi anual sistema 2 (cas 2).....	Pàg. 106
10.2.3. Elecció entre el cas 1 i 2 pel sistema 2.....	Pàg. 107
10.2.4. Estudi diari del sistema 2.....	Pàg. 107
10.3. Sistema 3.....	Pàg. 110
10.3.1. Estudi anual sistema 3 (cas 1).....	Pàg. 110
10.3.2. Estudi anual sistema 3 (cas 2).....	Pàg. 110
10.3.3. Elecció entre el cas 1 i 2 pel sistema 3.....	Pàg. 111
10.3.4. Estudi diari del sistema 3.....	Pàg. 111
11. Estudi econòmic de la instal·lació.....	Pàg. 114
11.1. Sistema convencional.....	Pàg. 114
11.1.1. Costos de manteniment i operació anuals.....	Pàg. 114
11.2. Sistema 1.....	Pàg. 115
11.2.1. Inversió inicial.....	Pàg. 115
11.2.2. Costos de manteniment i operació anuals.....	Pàg. 116

11.2.3. Ingressos anuals.....	Pàg. 117
11.3. Sistema 2.....	Pàg. 119
11.3.1. Inversió inicial.....	Pàg. 119
11.3.2. Costos de manteniment i operació anuals.....	Pàg. 120
11.3.3. Ingressos anuals.....	Pàg. 121
11.4. Sistema 3.....	Pàg. 122
11.4.1. Inversió inicial.....	Pàg. 122
11.4.2. Costos de manteniment i operació anuals.....	Pàg. 123
11.4.3. Ingressos anuals.....	Pàg. 124
11.5. Anàlisis econòmics.....	Pàg. 125
12. Estudi d'impacte ambiental.....	Pàg. 126
12.1. Procediment de càlcul d'estalvi d'emissions.....	Pàg. 126
12.2. Comparació d'estalvi d'emissions anuals dels 3 sistemes.....	Pàg. 127
13. Conclusions.....	Pàg. 128
14. Pressupost.....	Pàg. 131
15. Bibliografia.....	Pàg. 132



## Índex de figures

<b>Figura 5.1 Esquema de distribució energètica d'un sistema</b>	
convencional [1] [2].....	Pàg. 25
<b>Figura 5.2 Esquema de distribució energètica d'un sistema de</b>	
cogeneració [1] [2] .....	Pàg. 25
<b>Figura 5.3 Esquema d'un sistema de trigeneració [4] .....</b>	<b>Pàg. 27</b>
<b>Figura 5.4 Esquema d'estalvi energètic d'una planta de trigeneració</b>	
en front d'un sistema convencional [4] .....	Pàg. 27
<b>Figura 5.5 Pista de gel [9] .....</b>	<b>Pàg. 31</b>
<b>Figura 5.6 Esquema d'un sistema d'abastiment energètic d'una pista</b>	
de gel coberta [11] .....	Pàg. 32
<b>Figura 5.7 Estructura formadora de la capa de gel [11] .....</b>	<b>Pàg. 33</b>
<b>Figura 5.8 Esquema usual del sistema d'aire condicionat amb</b>	
deshumectació [11] .....	Pàg. 34
<b>Figura 5.9 Sistema automatitzat de control [11] .....</b>	<b>Pàg. 36</b>
<b>Figura 5.10 Cicle de combustió de quatre temps [12] .....</b>	<b>Pàg. 38</b>
<b>Figura 5.11 Esquema de recuperació de calor en un motor alternatiu</b>	
[14] .....	Pàg. 40
<b>Figura 5.12 Esquema de funcionament d'una turbina de gas [15] .....</b>	<b>Pàg. 41</b>
<b>Figura 5.13 Esquema de recuperació de calor en una turbina de gas</b>	
[16] .....	Pàg. 42
<b>Figura 5.14 Esquema de funcionament d'un cicle combinat [18] .....</b>	<b>Pàg. 45</b>
<b>Figura 5.15 Esquema d'un motor Stirling [19] .....</b>	<b>Pàg. 46</b>
<b>Figura 5.16 Esquema de funcionament d'una pila de combustible</b>	
[19] .....	Pàg. 47
<b>Figura 5.17 Esquema simplificat de funcionament d'un cicle</b>	
d'absorció [22] .....	Pàg. 49
<b>Figura 5.18 Esquema de funcionament d'un cicle d'adsorció [19] .....</b>	<b>Pàg. 53</b>
<b>Figura 6.1 Esquema del pavelló esportiu Camilien Houde.....</b>	<b>Pàg. 55</b>
<b>Figura 6.2 Esquema de la pista de gel.....</b>	<b>Pàg. 55</b>

**Figura 6.3 Retroalimentació del modelatge de l'interior de l'edifici..... Pàg. 59**

**Figura 6.4 Esquema elèctric equivalent del modelatge del subsòl..... Pàg. 61**

## Índex de gràfiques

Gràfica 5.1 Homogeneïtzació de la demanda tèrmica al llarg de l'any gràcies a la demanda de fred [5] .....	Pàg. 28
Gràfica 5.2 Distribució d'instal·lacions de cogeneració a Espanya el 2010 per rangs de potència segons potència instal·lada (esquerra) i segons número d'instal·lacions (dreta) [7] .....	Pàg. 29
Gràfica 5.3 Cicle ideal Diesel i cicle ideal Otto respectivament [13] .....	Pàg. 38
Gràfica 5.4 Temperatures orientatives de la font tèrmica (en cas de ser aigua) i el refrigerant en una màquina d'absorció amb amoníac-aigua [24] .....	Pàg. 51
Gràfica 6.1 Demandes tèrmiques del sistema de ventilació.....	Pàg. 66
Gràfica 6.2 Demandes tèrmiques agrupades del sistema de ventilació..	Pàg. 66
Gràfica 6.3 Demanda tèrmica del sistema refrigerant del subsòl.....	Pàg. 67
Gràfica 6.4 Demanda tèrmica dels escalfadors de graderies.....	Pàg. 68
Gràfica 6.5 Demandes de fred i calor totals.....	Pàg. 69
Gràfica 7.1 Demanda tèrmica d'un dia.....	Pàg. 78
Gràfica 7.2 Demanda tèrmica agregada (ATD) .....	Pàg. 79
Gràfica 7.3 Estratègia de control de la Demanda Tèrmica.....	Pàg. 82
Gràfica 7.4 Estratègia de control de l'Estalvi d'Energia Primària.....	Pàg. 83
Gràfic 7.5 Estratègia de control de l'Estalvi d'Energia Primària Anual...	Pàg. 84
Gràfica 7.6 Demanda tèrmica agregada.....	Pàg. 87
Gràfica 7.7 Energia elèctrica generada depenent de la potència tèrmica.....	Pàg. 88
Gràfica 7.8 Obtenció de les hores de funcionament del motor per potències no superiors a 1MW <sub>e</sub> .....	Pàg. 88
Gràfica 7.9 Obtenció de les hores de funcionament del motor per potències superiors a 1MW <sub>e</sub> .....	Pàg. 89
Gràfica 7.10 Demanda tèrmica agregada.....	Pàg. 90
Gràfica 7.11 Energia elèctrica generada depenent de la potència tèrmica.....	Pàg. 91

<b>Gràfica 7.12 Obtenció de les hores de funcionament del motor per potències no superiors a 1MW<sub>e</sub>.....</b>	<b>Pàg. 92</b>
<b>Gràfica 7.13 Demanda tèrmica agregada.....</b>	<b>Pàg. 93</b>
<b>Gràfica 7.14 Energia elèctrica generada depenent de la potència tèrmica.....</b>	<b>Pàg. 94</b>
<b>Gràfica 7.15 Obtenció de les hores de funcionament del motor per potències no superiors a 1MW<sub>e</sub>.....</b>	<b>Pàg. 94</b>
<b>Gràfica 10.1 Demandes i potències disponibles del sistema de trigeneració per al dia 16 d'Abril.....</b>	<b>Pàg. 103</b>
<b>Gràfica 10.2 Demandes i potències disponibles del sistema de trigeneració per al dia 16 de Juliol.....</b>	<b>Pàg. 103</b>
<b>Gràfica 10.3 Cobriment de les demandes el dia 16 d'Abril.....</b>	<b>Pàg. 104</b>
<b>Gràfica 10.4 Cobriment de les demandes el dia 16 de Juliol.....</b>	<b>Pàg. 105</b>
<b>Gràfica 10.5 Demandes i potències disponibles del sistema de trigeneració per al dia 16 d'Abril.....</b>	<b>Pàg. 107</b>
<b>Gràfica 10.6 Demandes i potències disponibles del sistema de trigeneració per al dia 16 de Juliol.....</b>	<b>Pàg. 108</b>
<b>Gràfica 10.7 Cobriment de les demandes el dia 16 d'Abril.....</b>	<b>Pàg. 109</b>
<b>Gràfica 10.8 Cobriment de les demandes el dia 16 de Juliol.....</b>	<b>Pàg. 109</b>
<b>Gràfica 10.9 Demandes i potències disponibles del sistema de trigeneració per al dia 16 d'Abril.....</b>	<b>Pàg. 112</b>
<b>Gràfica 10.10 Demandes i potències disponibles del sistema de trigeneració per al dia 16 de Juliol.....</b>	<b>Pàg. 112</b>
<b>Gràfica 10.11 Cobriment de les demandes el dia 16 d'Abril.....</b>	<b>Pàg. 113</b>
<b>Gràfica 10.12 Cobriment de les demandes el dia 16 de Juliol.....</b>	<b>Pàg. 113</b>

## Índex de taules

Taula 5.1 Potencial tecnològic de la cogeneració [8] .....	Pàg. 29
Taula 5.2 Característiques dels refrigerants comuns en les canonades de l'estructura formadora de la capa de gel [11] .....	Pàg. 33
Taula 5.3 Criteri de temperatura i humitat de l'aire per evitar boira [11] .....	Pàg. 34
Taula 5.4 Criteri de temperatura i humitat de l'aire per defectes en la fusta causats per putrefacció o floridura [11] .....	Pàg. 35
Taula 5.5 Criteri de corrosió per metalls [11] .....	Pàg. 35
Taula 5.6 Característiques dels impulsors motrius [5] [13] [21] .....	Pàg. 47
Taula 5.7 Característiques de les refredadores d'absorció amb LiBr [5] [13] [23] .....	Pàg. 50
Taula 5.8 Característiques de les refredadores d'absorció amb NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O [5] [13] [23] [24] .....	Pàg. 52
Taula 5.9 Característiques de les refredadores d'adsorció [23] .....	Pàg. 54
Taula 6.1 Validació mitjançant la temperatura del refrigerant i de la capa de gel.....	Pàg. 64
Taula 6.2 Validació mitjançant el flux calorífic incident a la capa de gel.....	Pàg. 65
Taula 6.3 REE mínim segons combustible [29] .....	Pàg. 71
Taula 6.4 Complement per energia reactiva [29] .....	Pàg. 72
Taula 6.5 Horaris de discriminació horària [29] .....	Pàg. 73
Taula 6.6 Primer procés de tria de l'impulsor motriu.....	Pàg. 74
Taula 6.7 Segon procés de tria de l'impulsor motriu.....	Pàg. 74
Taula 7.1 Correlacions de potència elèctrica generada i consum de combustible [2] .....	Pàg. 85
Taula 7.2 Dades del motor desitjat (sistema 1) .....	Pàg. 89
Taula 7.3 Dades de la refredadora desitjada (sistema 1) .....	Pàg. 90
Taula 7.4 Dades del motor desitjat (sistema 2) .....	Pàg. 92
Taula 7.5 Dades de la refredadora desitjada (sistema 2) .....	Pàg. 92

Taula 7.6 Dades del motor desitjat (sistema 3) .....	Pàg. 95
Taula 7.7 Dades de la refredadora desitjada (sistema 3) .....	Pàg. 95
Taula 9.1 Elecció del motor del sistema 1.....	Pàg. 97
Taula 9.2 Elecció de les refredadores a analitzar del sistema 1.....	Pàg. 97
Taula 9.3 Elecció del motor del sistema 2.....	Pàg. 98
Taula 9.4 Elecció de les refredadores a analitzar del sistema 2.....	Pàg. 98
Taula 9.5 Elecció del motor del sistema 3.....	Pàg. 99
Taula 9.6 Elecció de les refredadores a analitzar del sistema 3.....	Pàg. 99
Taula 10.1 Estudi energètic anual del sistema 1 (cas 1) .....	Pàg. 100
Taula 10.2 Estudi anual de l'abastiment energètic amb equips auxiliars pel sistema 1 (cas 1) .....	Pàg. 101
Taula 10.3 Comprovació del compliment de la legislació del sistema 1 (cas 1) .....	Pàg. 101
Taula 10.4 Estudi energètic anual del sistema 1 (cas 2) .....	Pàg. 101
Taula 10.5 Estudi anual de l'abastiment energètic amb equips auxiliars pel sistema 1 (cas 2) .....	Pàg. 101
Taula 10.6 Comprovació del compliment de la legislació del sistema 1 (cas 2) .....	Pàg. 101
Taula 10.7 Estudi energètic anual del sistema 2 (cas 1) .....	Pàg. 105
Taula 10.8 Estudi anual de l'abastiment energètic amb equips auxiliars pel sistema 2 (cas 1) .....	Pàg. 106
Taula 10.9 Comprovació del compliment de la legislació del sistema 2 (cas 1) .....	Pàg. 106
Taula 10.10 Estudi energètic anual del sistema 2 (cas 2) .....	Pàg. 106
Taula 10.11 Estudi anual de l'abastiment energètic amb equips auxiliars pel sistema 2 (cas 2) .....	Pàg. 106
Taula 10.12 Comprovació del compliment de la legislació del sistema 2 (cas 2) .....	Pàg. 106
Taula 10.13 Estudi energètic anual del sistema 3 (cas 1) .....	Pàg. 110
Taula 10.14 Estudi anual de l'abastiment energètic amb equips auxiliars pel sistema 3 (cas 1) .....	Pàg. 110

<b>Taula 10.15 Comprovació del compliment de la legislació del sistema</b>	
<b>3 (cas 1) .....</b>	<b>Pàg. 110</b>
<b>Taula 10.16 Estudi energètic anual del sistema 3 (cas 2) .....</b>	<b>Pàg. 110</b>
<b>Taula 10.17 Estudi anual de l'abastiment energètic amb equips</b>	
<b>auxiliars pel sistema 3 (cas 2) .....</b>	<b>Pàg. 111</b>
<b>Taula 10.18 Comprovació del compliment de la legislació del sistema</b>	
<b>3 (cas 2) .....</b>	<b>Pàg. 111</b>
<b>Taula 11.1 Costos de manteniment i operació del sistema</b>	
<b>convencional .....</b>	<b>Pàg. 115</b>
<b>Taula 11.2 Inversió inicial en el sistema 1 .....</b>	<b>Pàg. 116</b>
<b>Taula 11.3 Costos de manteniment i operació del sistema 1 .....</b>	<b>Pàg. 117</b>
<b>Taula 11.4 Diferència de cost anual del sistema 1 respecte a equips</b>	
<b>convencionals .....</b>	<b>Pàg. 117</b>
<b>Taula 11.5 Ingressos del sistema 1 .....</b>	<b>Pàg. 118</b>
<b>Taula 11.6 Inversió inicial en el sistema 2 .....</b>	<b>Pàg. 119</b>
<b>Taula 11.7 Costos de manteniment i operació del sistema 2 .....</b>	<b>Pàg. 120</b>
<b>Taula 11.8 Diferència de cost anual del sistema 2 respecte a equips</b>	
<b>convencionals .....</b>	<b>Pàg. 121</b>
<b>Taula 11.9 Ingressos del sistema 2 .....</b>	<b>Pàg. 121</b>
<b>Taula 11.10 Inversió inicial en el sistema 3 .....</b>	<b>Pàg. 122</b>
<b>Taula 11.11 Costos de manteniment i operació del sistema 3 .....</b>	<b>Pàg. 123</b>
<b>Taula 11.12 Diferència de cost anual del sistema 3 respecte a equips</b>	
<b>convencionals .....</b>	<b>Pàg. 124</b>
<b>Taula 11.13 Ingressos del sistema 3 .....</b>	<b>Pàg. 124</b>
<b>Taula 11.14 Anàlisis econòmics dels 3 sistemes .....</b>	<b>Pàg. 125</b>
<b>Taula 12.1 Contribució relativa dels gasos d'efecte hivernacle [35]</b>	
<b>[36] .....</b>	<b>Pàg. 126</b>
<b>Taula 12.2 Estalvi d'Energia Primària dels 3 sistemes .....</b>	<b>Pàg. 127</b>
<b>Taula 12.3 Estalvi d'emissions en tones de CO<sub>2</sub> equivalents .....</b>	<b>Pàg. 127</b>
<b>Taula 13.1 Resultats significatius del projecte .....</b>	<b>Pàg. 128</b>

## Índex d'expressions

### Expressió 5.1 Rendiment tèrmic de cicle ideal Diesel i cicle ideal

Otto respectivament [13] ..... Pàg. 38

Expressió 6.1 Conservació de l'energia en una zona tèrmica i ..... Pàg. 58

Expressió 6.2 Conservació de l'energia en les superfícies internes de  
l'edifici ..... Pàg. 58

Expressió 6.3 Humitat de l'aire a una zona tèrmica de l'edifici ..... Pàg. 58

Expressió 6.4  $\dot{m}_{i,j}$  que traspasa una superfície virtual vertical  
generat per diferències de pressió ..... Pàg. 58

Expressió 6.5  $\dot{m}_{i,j}$  que traspasa una superfície virtual horitzontal  
generat per diferències de pressió ..... Pàg. 59

Expressió 6.6 Transferència de calor amb el terra exterior ..... Pàg. 60

Expressió 6.7 Transmissibilitat tèrmica ..... Pàg. 60

Expressió 6.8 Sistema lineal d'equacions del modelatge del subsòl ... Pàg. 61

Expressió 6.9 Matriu A ..... Pàg. 62

Expressió 6.10 Coeficients per la matriu A ..... Pàg. 62

Expressió 6.11 Vector B ..... Pàg. 62

Expressió 6.12 Vector T ..... Pàg. 63

Expressió 6.13 Estalvi d'Energia Primària (PES) [28] ..... Pàg. 70

Expressió 6.14 Rendiment Elèctric Equivalent [29] ..... Pàg. 70

Expressió 6.15 Complement per eficiència [29] ..... Pàg. 72

Expressió 7.1 Demanda tèrmica agregada [2] ..... Pàg. 78

Expressió 7.2 Factor d'utilització de l'energia [32] ..... Pàg. 80

Expressió 7.3 Eficiència tèrmica artificial [32] ..... Pàg. 80

Expressió 7.4 Coeficient d'estalvi de combustible [33] ..... Pàg. 81

Expressió 7.5 Eficiència exergètica [32] ..... Pàg. 81

Expressió 7.6 Eficiència tèrmica útil [2] ..... Pàg. 86

Expressió 7.7 Paràmetre alfa [2] ..... Pàg. 86

Expressió 7.8 Relació entre energia necessària i demanda [2] ..... Pàg. 86

Expressió 7.9 Càlcul del paràmetre  $\alpha$  [2] ..... Pàg. 86





<b>Expressió 7.10 Càlcul del paràmetre <math>\gamma</math> [2] .....</b>	<b>Pàg. 86</b>
<b>Expressió 7.11 Càlcul de l'eficiència tèrmica útil [2] .....</b>	<b>Pàg. 86</b>
<b>Expressió 12.1 Estalvi d'Energia Primària [37] .....</b>	<b>Pàg. 126</b>

## Nomenclatura

$\alpha$ : Fracció d'energia tèrmica utilitzada en refrigeració.

ACS: *Aigua Calenta Sanitària*. Aigua destinada al consum humà que ha estat escalfada.

ATE: *Artificial Thermal Efficiency*. Eficiència tèrmica artificial.

$C_d$ : Coeficient de descàrrega.

$C_m$ : Cost de la matèria prima.

$C_p$ : Calor específic d'una substància. [J/kg K]

CFD: *Computational Fluid Dynamics*. Procediment de càlcul de flux de substàncies mitjançant mètodes numèrics i algoritmes.

CHCP: *Combined Heat, Cooling and Power*. Sistema de trigeneració.

CHP: *Combined Heat and Power*. Sistema de cogeneració.

COP: *Coefficient of Performance*. Coeficient d'eficiència d'una màquina que relaciona l'energia útil que proporciona amb l'energia consumida.

$COP_c$ : COP de les màquines de fred.

$Dem_c$ : Demanda tèrmica de fred. [kWh]

$Dem_H$ : Demanda tèrmica de calor. [kWh]

$Dem_{HC}$ : Demanda tèrmica de calor per produir fred. [kWh]

$Dem_{TH}$ : Demanda tèrmica total. [kWh]

$\varepsilon$ : Constant que depèn en la direcció del flux. [ $\pm 1$ ]

$En_c$ : Energia tèrmica de fred. [kWh]

$En_E$ : Energia elèctrica. [kWh]

$En_F$ : Energia del combustible. [kWh]

$En_H$ : Energia tèrmica de calor. [kWh]

$En_{HC}$ : Calor total utilitzat per produir fred. [kWh]

$En_{TH}$ : Calor total utilitzat per produir fred i proveir calor. [kWh]

EO: *Electrical Output*. Potència elèctrica del sistema de trigeneració. [kW]

Ex<sub>F</sub>: Exergia del combustible. [kWh]

ExEff: Eficiència exergètica.

Ex<sub>TH</sub>: Exergia tèrmica. [kWh]

FESR: *Fuel Energy Saving Ratio*. Coeficient d'estalvi de combustible.

FC: *Fuel Consumption*. Combustible consumit pel sistema de trigeneració. [kW]

FP: *Factor de Potència*. Relació entre la potència activa i l'aparent.

FUE: *Factor d'Utilització d'Energia*.

g: Gravetat. [m/s<sup>2</sup>]

GHG: *Greenhouse Gasses*. Gasos d'efecte hivernacle.

GLP: *Gasos Líquats del Petroli*.

HRSG: *Heat Recovery Steam Generator*. Cicle combinat de cogeneració amb una turbina de gas i una de vapor que aprofita els gasos calents de la primera.

h: Altura. [m]

HT: *High Temperature*. Alta temperatura.

k : Conductivitat tèrmica. [W/mK]

LDP: *Líquids Derivats del Petroli*.

LT: *Low Temperature*. Baixa temperatura.

m: Massa. [kg]

$\dot{m}$ : Cabal màssic. [kg/s]

P: Pressió estàtica. [Pa]

Pay Back: Temps necessari per recuperar una inversió.

PES: *Estalvi percentual d'energia primària*. És la relació entre l'estalvi d'energia primària d'un procés respecte un altre i l'energia primària consumida en el segon.

PYMES: *Petites i mitjanes empreses*.

q<sub>cd</sub>: Flux calorífic de conducció. [W/m<sup>2</sup>]

$q_{\text{cond}}$ : Flux calorífic de condensació.  $[\text{W}/\text{m}^2]$

$q_{\text{cv}}$ : Flux calorífic de convecció.  $[\text{W}/\text{m}^2]$

$q_{\text{rd}}$ : Flux calorífic de radiació.  $[\text{W}/\text{m}^2]$

$q_{\text{cv}}$ : Flux calorífic a causa de la repavimentadora.  $[\text{W}/\text{m}^2]$

$\rho$ : Densitat de l'aire.  $[\text{kg}/\text{m}^3]$

$R$ : Resistència tèrmica.  $[\text{m}^2\text{K}/\text{W}]$

$r_c$ : Relació de compressió.  $(r_c = V_A/V_B)$

$r_{co}$ : Relació entre la compressió i l'expansió.  $(r_{co} = V_c/V_B)$

REE: *Rendiment Elèctric Equivalent*. Compara l'eficiència elèctrica d'una planta de cogeneració/trigeneració amb la d'una planta de generació elèctrica.

REE<sub>i</sub>: Rendiment Elèctric Equivalent acreditat per la instal·lació.

REE<sub>min</sub>: Rendiment Elèctric Equivalent mínim exigít.

Ref<sub>E</sub>: Rendiment de referència en la generació elèctrica de l'impulsor motriu.

Ref<sub>H</sub>: Valor de referència de l'eficiència harmonitzada per la producció per separat de calor.

Ref<sub>V</sub>: Rendiment de referència en la generació tèrmica de l'impulsor motriu.

$\eta_e$ : Eficiència elèctrica.

$\eta_{\text{tèrmic}}$ : Rendiment tèrmic.

$\eta_v$ : Eficiència tèrmica útil.

$S$ : Superfície.  $[\text{m}^2]$

$T$ : Temperatura.  $[\text{K}]$

$T_b$ : Temperatura del refrigerant secundari.  $[\text{K}]$

$t$ : Temps.  $[\text{s}]$

TDM: *Thermal Demand Management*. Gestió enfocada al control de la demanda tèrmica.

TIR: *Taxa Interna de Rendibilitat*. Promig dels rendiments futurs esperats d'una inversió econòmica.

TO: *Thermal Output*. Potència tèrmica del sistema de trigeneració. [kW]

U: Transmissió tèrmica. [W/m<sup>2</sup>K]

VAN: *Valor Actual Net*. Valor actual d'uns fluxos de caixa futurs originats per una inversió.

$\dot{W}$ : Terme d'humitat. [kg<sub>vapor</sub>/s]

w: Humitat absoluta. [kg<sub>vapor</sub>/kg<sub>aire sec</sub>]

$W_c$ : Potència tèrmica de refrigeració que abasteix la refredadora.

$W_e$ : Potència elèctrica que genera l'impulsor motriu.

$W_t$ : Potència tèrmica que genera l'impulsor motriu.

z: Profunditat subterrània. [m]

## 1 Objecte

L'objecte d'aquest projecte és l'estudi del sistema òptim de subministrament d'energia elèctrica i tèrmica d'una pista de gel coberta ubicada al municipi de Barcelona.

## 2 Justificació

A mesura que creix la conscienciació sobre l'estalvi energètic i el seu efecte mediambiental, es demanen solucions que aconseguixin disminuir consums energètics. Aquestes solucions tècniques han de ser proposades per enginyers mitjançant estudis que incrementin els coneixements presents d'abastiment eficaç d'energia.

Per dur a terme el citat objectiu, es necessita analitzar els punts claus on es podrien obtenir uns guanys més destacables. Un punt cabdal per aconseguir una disminució important del consum de combustibles és estudiar l'eficiència energètica, sobre l'energia primària emprada, d'activitats que requereixen consums elevats.

Les pistes de gel cobertes són instal·lacions que necessiten una quantitat significativa i regular d'energia per abastir les demandes elèctriques i tèrmiques (tant de fred com de calor). A més, el mètode de subministrament clàssic incorre en pèrdues molt destacables ja que l'energia, des de la planta centralitzada de generació, passa per diferents transformacions i transports que redueixen la seva eficiència de manera molt rellevant:

- Transformacions: Pèrdues ocasionades per la transformació del combustible a electricitat a la central elèctrica i d'electricitat a energia tèrmica a la instal·lació. Mètode molt ineficient ja que es rebutja molta energia.
- Transports: Pèrdues ocasionades pel transport energètic a grans distàncies amb la xarxa elèctrica.

Llavors, pot ser molt interessant la instal·lació d'un sistema que proporcioni tota l'energia que necessita la pista de gel dintre del seu recinte de manera eficaç. La millor opció per a aconseguir-ho és amb les anomenades plantes de trigeneració. Amb aquestes, s'aconsegueix:

- Eliminar completament les pèrdues de transport ja que l'energia es produeix a poca distància del seu ús.
- Reduir significativament les pèrdues de transformació ja que s'aprofita de manera molt eficient el calor que es genera a l'impulsor motriu.

### 3 Abast

En aquest projecte s'estudiarà:

- El dimensionat de l'equipament principal del sistema de trigeneració (impulsor motriu i màquina refredadora) i de l'equipament auxiliar (caldera de gas i sistema de refrigeració amb compressors).
- La cobertura energètica que el sistema de trigeneració ofereix a la pista de gel i l'energia que s'ha de produir amb un sistema auxiliar amb la gestió d'operació seleccionada.
- L'avaluació econòmica de la planta de trigeneració.
- L'avaluació d'impacte ambiental de la planta de trigeneració.

En aquest projecte no s'estudiarà:

- El dimensionat de l'equipament secundari del sistema de trigeneració (intercanviadors de calor, bombes, canonades, etc.).
- L'enginyeria de detall de cap element.
- Futurs canvis en els preus energètics.
- El cicle de vida de la instal·lació.
- Finançament del projecte de instal·lació.



## 4 Especificacions bàsiques

Les especificacions bàsiques del projecte són:

- Complir amb la normativa emmarcada a la legislació vigent de l'estat espanyol per poder inscriure la planta de trigeneració al règim especial i poder exportar electricitat a la xarxa elèctrica:
  - S'ha de satisfer el mínim rendiment elèctric equivalent ( $REE_{\min}$ ) que indica el Reial Decret 661/2007 segons el tipus de combustible emprat.
  - S'ha de satisfer el mínim estalvi d'energia primària ( $PES_{\min}$ ) que indica el Reial Decret 616/2007 segons el grau de potència de la planta a instal·lar de la següent manera:
    - Potència  $> 1 \text{ MW}_e$ :  $PES_{\min} \geq 10\%$ .
    - Potència  $\leq 1 \text{ MW}_e$ :  $PES_{\min} \geq 0\%$ .
- Taxa de rendibilitat interna mínima ( $TIR_{\min}$ ) de la implantació del projecte del 6%.

## 5 Introducció

Les estructures actuals de producció elèctrica estan basades en grans instal·lacions tèrmiques amb eficiències entre el 30% i el 50%. Un cop generada aquesta energia, s'ha de transportar mitjançant la xarxa elèctrica fins el punt de consum, fet que ocasiona pèrdues del 20% de la producció final de la planta. A més, l'esgotament progressiu dels combustibles fòssils i la conscienciació causada per reduir la contaminació que generen, han afavorit nous esquemes de generació d'energia i subministrament en els quals la generació distribuïda i la integració a la xarxa són punts cabdals.

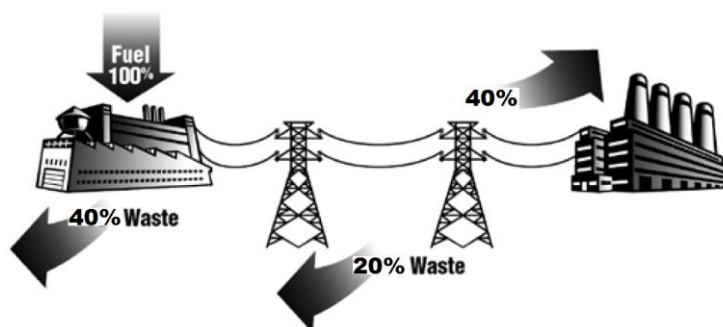


Figura 5.1 Esquema de distribució energètica d'un sistema convencional [1] [2]

Considerant que el consum tèrmic a la UE es pròxim al 50% de la demanda energètica final, l'aprofitament de l'energia calorífica en desús podria oferir grans beneficis en termes del PES (estalvi d'energia primària), prevenció de la contaminació i reducció de costos operatius.

### 5.1 Cogeneració/Trigeneració

La cogeneració (CHP) es definida com la generació simultània, en un procés, d'energia tèrmica útil (calor útil) i energia elèctrica i/o mecànica.

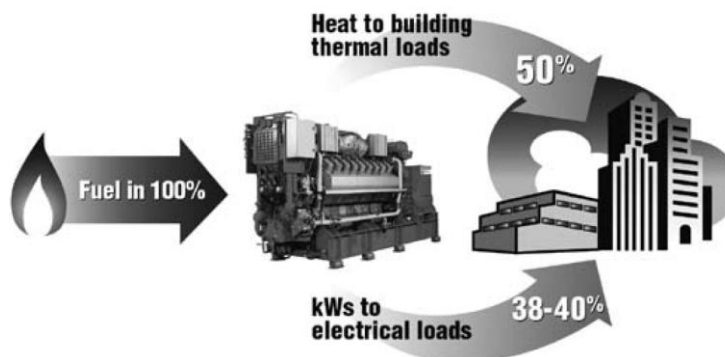


Figura 5.2 Esquema de distribució energètica d'un sistema de cogeneració [1] [2]

La cogeneració, en quant als objectius d'una regió, presenta els següents avantatges:

- Disminució dels consums d'energia primària.
- Disminució de les importacions de combustible (estalvi en la balança de pagaments del país).
- Reducció de les emissions d'efecte hivernacle (eina que ajuda al compliment del Protocol de Kyoto).
- Disminució de pèrdues en el sistema elèctric e inversions en el transport i distribució. Augment de la garantia de potència i qualitat del servei elèctric.
- Augment de la competitivitat industrial i de la competència en el sistema elèctric.
- Promoció de PYMES de construcció i operació de plantes de cogeneració.
- Motivació per la investigació i desenvolupament de sistemes energètics eficients. [3]

La cogeneració ha estat utilitzada en grans indústries des de fa anys per minimitzar costos operatius, però ha estat recentment quan s'han aplicat aquest tipus de tecnologies a sistemes de petita escala. Aquest impuls ha estat originat per les polítiques de promoció de generació energètica eficient i distribuïda; aquestes, han permès un disseny de les instal·lacions també basat en estratègies d'exportació d'energia que només són possibles gràcies a bonificacions en el preu de venda de l'electricitat generada. L'objectiu que aconseguixen els països amb aquestes subvencions és millorar l'eficiència de generació energètica, promoure esquemes de generació distribuïda, augmentar la seguretat de subministrament, etc.

En climes càlids, com és el cas de l'espanyol, on la viabilitat de les plantes de cogeneració es afecta per la baixa demanda tèrmica durant una part important de l'any, la implementació de refredadores en la planta de cogeneració per generar refrigeració a partir del calor sobrant incrementa el factor d'utilització del sistema (FUE). Aquestes instal·lacions s'anomenaran plantes de trigeneració (CHCP) i, en aquests casos, solen incorre en una eficiència global i aprofitament superiors als sistemes de cogeneració. [2]

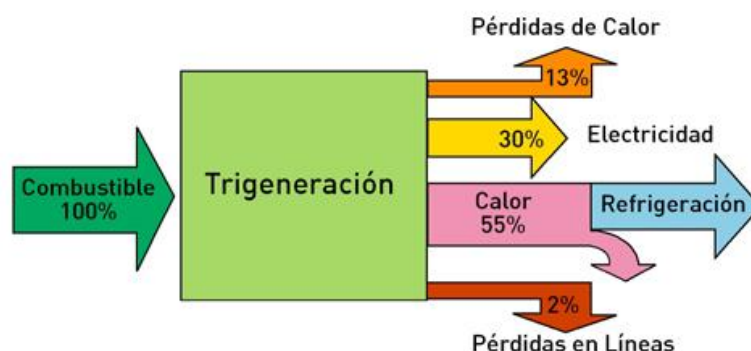


Figura 5.3 Esquema d'un sistema de trigeneració [4]

Degut a aquesta alta eficiència, els sistemes de trigeneració possibiliten una gran reducció del cost energètic en els processos productius que requereixen grans consums energètics.

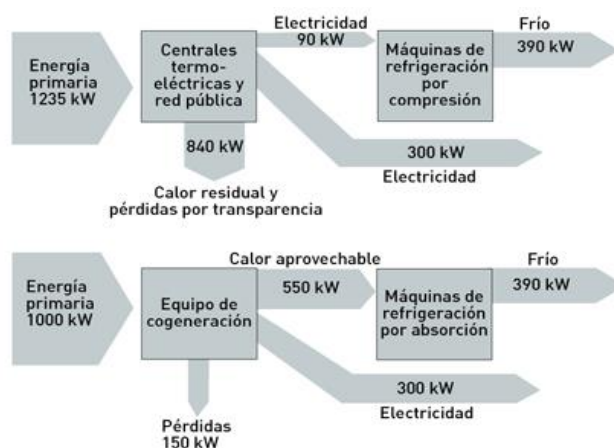


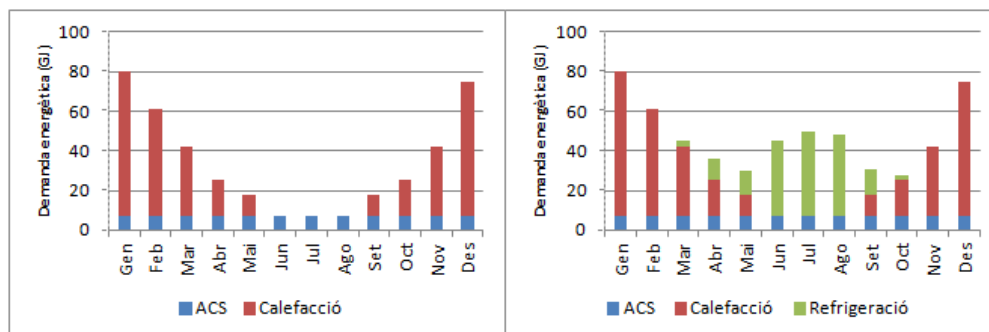
Figura 5.4 Esquema d'estalvi energètic d'una planta de trigeneració en front d'un sistema convencional [4]

A la figura 5.4 s'observa com, per abastir la mateixa energia, un sistema convencional emprava un 23,5% més d'energia primària que una planta que genera simultàniament fred i electricitat.

### 5.1.1 Trigeneració al sector terciari

La trigeneració és també aplicable al sector terciari on, a més de necessitar aigua calenta, es demanen quantitats importants de fred que amb un sistema convencional ocasionarien consums elèctrics elevats. Les refredadores emprades per generar aquest fred utilitzen energia residual aportada per fluids tèrmics i ens permeten obtenir corbes de demandes tèrmiques més homogènies

al llarg de l'any. Aquesta regularització de la demanda energètica ens concedeix un major aprofitament de la planta.



**Gràfica 5.1 Homogeneïtzació de la demanda tèrmica al llarg de l'any gràcies a la demanda de fred [5]**

Els usuaris potencials de sistemes de trigeneració del sector terciari són:

- Hospitals i centres sanitaris.
- Hotels.
- Edificis d'ús esportiu.
- Edificis d'ús educatiu.
- Edificis d'oficines.
- Centres d'oci, magatzems, supermercats i restaurants.
- Centres comercials.
- Vivendes

Entre aquests, per ser realment profitosa la instal·lació d'un sistema de trigeneració s'han de complir les següents característiques:

- Demandes de calor, fred i electricitat simultànies i contínues.
- Disponibilitat de combustibles de qualitat.
- Calendari laboral de, com a mínim, 4500-5000 hores anuals.
- Espai suficient i legalització adequada per la implantació de nous equips.
- Efluents tèrmics de bona qualitat. [4]

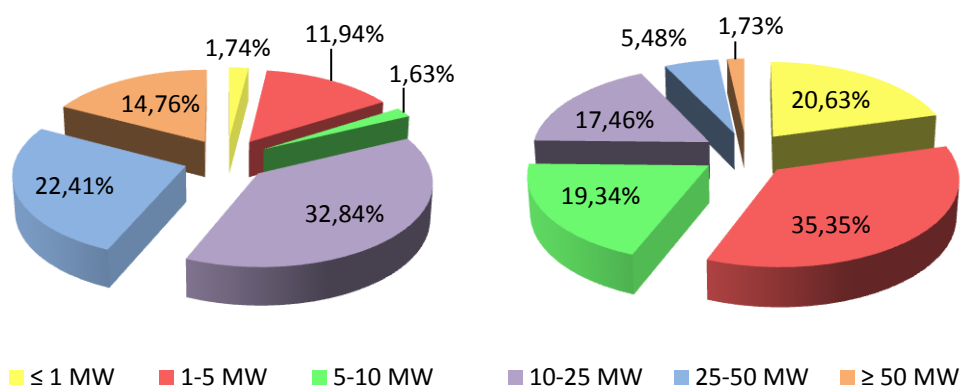
Els que decideixin implementar aquest tipus de tecnologies obtindran beneficis entre els que destaquen:

- Augment de la competitivitat: Els consumidors d'aquesta tecnologia reduiran considerablement les factures energètiques i podran vendre electricitat a un preu atractiu.
- Subministrament garantit: Els consumidors, al produir gran part o tota la electricitat consumida, són més independents que la competència que no implanta aquests sistemes.
- Contribució a la lluita contra el canvi climàtic: Al reduir el consum d'energia primària, s'aconsegueixen reduir les emissions de diòxid de

carboni que és el principal gas d'efecte hivernacle. Aquesta contribució es pot publicitar davant del públic com una conscienciació que aporta valor a l'empresa. [6]

### 5.1.2 Estat de l'art a Espanya

A Europa, la cogeneració de petita escala és part essencial de l'estratègia d'estalvi (a Alemanya, de 28.000 instal·lacions, 26.000 són de menys de 2MW). En canvi a Espanya, tot i tenir un gran potencial, no s'ha desenvolupat adequadament i en el 2011, de 6.095MW, només 200MW pertanyien a instal·lacions de menys de 1MW.



Gràfica 5.2 Distribució d'instal·lacions de cogeneració a Espanya el 2010 per rangs de potència segons potència instal·lada (esquerra) i segons nombre d'instal·lacions (dreta) [7]

També cal destacar que els sectors residencial i terciari tenen un potencial escassament explotat mentre que el sector secundari encara té un marge interessant de millora.

	Potencial tecnològic (MWe)	Potencial tecnològic instal·lat (MWe)	Grau de penetració	Grau de disponibilitat
Indústria	9.393	5.048	54%	46%
Refinació	1.430	577	40%	60%
Residencial i terciari	8.025	175	2%	98%
Tractament i valoració de residus	2.084	412	20%	80%
TOTAL	19.321	6.212	32%	68%

Taula 5.1 Potencial tecnològic de la cogeneració [8]

Com s'observa a la taula 5.1, no s'explota un gran percentatge del potencial tecnològic al sector residencial i terciari que són, bàsicament, instal·lacions de petita escala. És necessari revertir aquesta situació perquè, com s'ha mencionat anteriorment, la cogeneració de petita escala és part essencial de l'estratègia d'estalvi a Europa. Les barreres que s'anteposen a la explotació d'aquest potencial a Espanya són els costos d'interconnexió, les legalitzacions i el marc econòmic.

- Costos d'interconnexió:
  - Els costos d'inversió associats a equips per adequar la interconnexió a les exigències de la companyia distribuïdora són, en molts casos, excessius degut a equips innecessaris o redundants.
  - Els costos d'estudi i viabilitat de la connexió.
  - Cost de l'aval (20€/KW a instal·lar).

La reglamentació en aquest punt està obsoleta, limitada i dona lloc a un procés lent i costós. Aquest cost arriba al punt d'igualar el cost dels equips principals per la majoria de les plantes entre 100 i 500 KW (60% del valor de la planta).

- Legalitzacions:
  - Costos de sol·licitud de permisos.
  - Autorització administrativa.
  - Permisos locals.
  - Llicència d'activitats.
  - Llicència ambiental.
  - Etc.

Hi ha una alta complexitat administrativa que és lenta i costosa i la normativa és complexa, dispersa i a vegades poc coherent perquè abasta tant la cogeneració com les energies renovables.

- Marc econòmic:
 

Encara que les tarifes van millorar considerablement a partir del Reial Decret 661/2007, aquestes són insuficients per la microcogeneració (<50KWe) i no són progressives ja que només hi ha un esglaó de tarifa en plantes de petita escala (500KWe-1000KWe). [7]

## 5.2 Pistes de gel cobertes

Les pistes de gel cobertes són edificis de dimensions elevades on es practiquen diferents esports. El centre d'aquestes és una superfície d'aigua gelada d'unes dimensions usals de 60x30m (dimensions de pista olímpica) al voltant de la



qual s'instal·len graderies pels espectadors, vestuaris i fins i tot serveis com cafeteries o botigues.

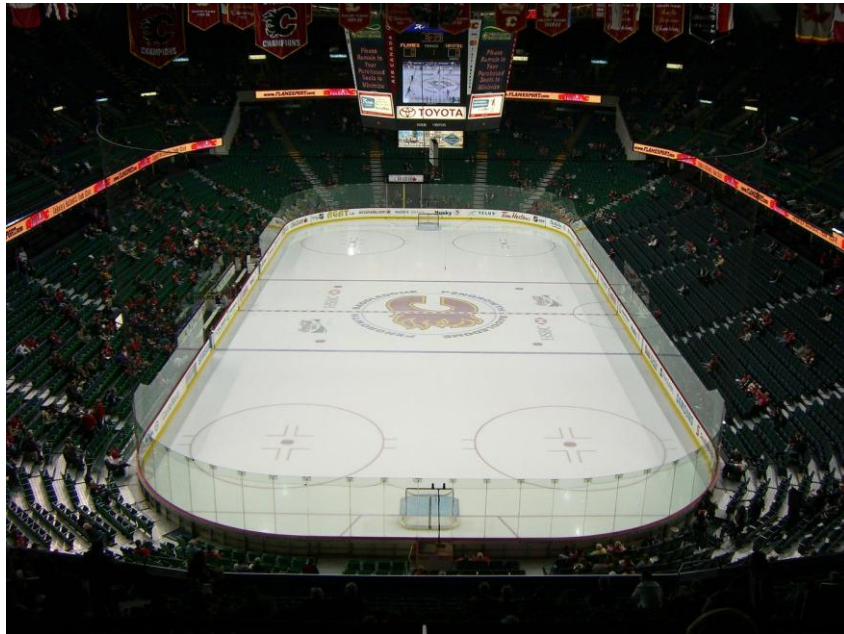


Figura 5.5 Pista de gel [9]

### 5.2.1 Consum energètic en una pista de gel coberta

Les pistes cobertes de gel són edificis grans sense particions en els que hi ha un alt consum energètic. Aquest fet es degut a que han de mantenir una capa de gel a una baixa temperatura a la mateixa vegada que han de conservar una temperatura i humitat idònies pel confort dels espectadors i una ventilació adequada per assegurar una bona qualitat de l'aire. La interacció entre aquestes variables són contraproductius i augmenta el consum d'energia i, consegüentment, les emissions de gasos d'efecte hivernacle (GHG). [10]

La capacitat refrigerativa de l'equip necessari es normalment dimensionada mitjançant les dades de càrrega tèrmica durant el període de congelació. Aquestes depenen, normalment, dels següents aspectes:

- Refrigeració de l'estructura formadora de gel fins a temperatura operativa en un temps requerit (normalment 48h).
- Refrigeració de l'aigua que formarà la pista fins a la temperatura de congelació i, després de congelar-la, seguir refrigerant fins arribar a la temperatura operativa. Tot això en el citat temps requerit.
- Radiació tèrmica entre la capa de gel i les superfícies de l'edifici i entre la capa de gel i aparells com la lluminària.



- Convecció entre la capa de gel i l'aire. S'ha de tenir molt en compte tant la temperatura d'ambdós com la velocitat de l'aire en contacte amb el gel.
- El calor latent de condensació del vapor d'aigua de l'aire cap a la capa de gel. Aquí intervé de forma important la humitat de l'aire.
- El treball de la bomba de refrigeració.

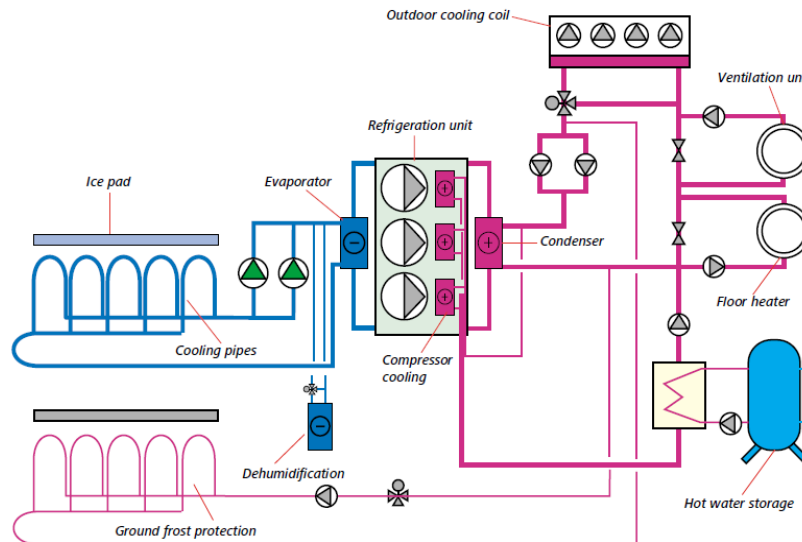


Figura 5.6 Esquema d'un sistema d'abastiment energètic d'una pista de gel coberta [11]

## 5.2.2 Elements de gran consum energètic

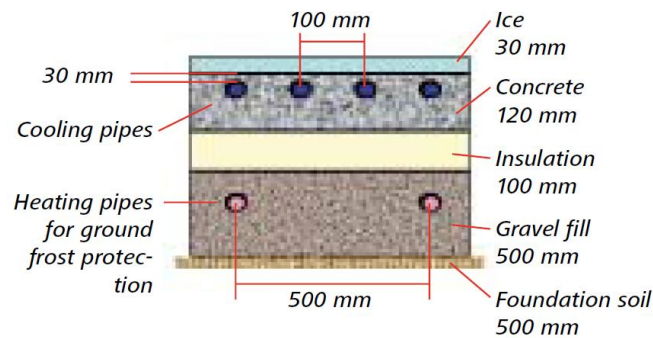
Hi ha certs elements que intervenen de manera important en el consum energètic d'una pista coberta de gel. Els més importants són l'estructura formadora de la capa de gel, l'aire condicionat i el sistema elèctric.

### 5.2.2.1 Estructura formadora de la capa de gel

L'estructura necessària per mantenir la capa de gel en bones condicions es formada, començant pel terra, per les següents capes:

- 1<sup>a</sup> capa: Terreny base de gra gruixut (per evitar el desplaçament de la humitat) en el que es col·loquen canonades que tenen la missió d'escalfar-lo per tal d'evitar que aquest es congeli. Això és necessari per defugir irregularitats en la pista degut al creixement de volum de gel en el subsòl.
- 2<sup>a</sup> capa: Material aïllant per evitar el desplaçament de la humitat a la 1<sup>a</sup> capa i per reduir el consum energètic de la refrigeració.
- 3<sup>a</sup> capa: Llosa de formigó on es col·loquen canonades en forma d'U. Per aquestes canonades circularà el fluid refrigerant requerit per mantenir la capa de gel.

- 4<sup>a</sup> capa: Capa de gel.



**Figura 5.7 Estructura formadora de la capa de gel [11]**

Els aspectes més importants en la cadena energètica d'aquesta estructura són:

- La resistència tèrmica de la superfície de gel, que és una combinació de la convecció amb l'aire i la radiació entre aquesta i les superfícies de l'edifici.
- La resistència tèrmica del gel, que depèn fonamentalment del grossor d'aquest.
- La resistència tèrmica i el grossor de la llosa de formigó per on hi ha les canonades del circuit de refrigeració.
- El material de les canonades i la separació entre cada una.
- La resistència tèrmica entre el fluid i la canonada.
- La resistència tèrmica i grossor del material aïllant.

Per transferir l'energia des d'aquesta estructura cap a l'evaporador s'utilitzen els refrigerants secundaris. Aquests han de ser, en la mesura del possible, no contaminants, no tòxics, eficients en la transferència de calor, fàcilment manejables, no corrosius, barats i pràctics.

Refrigerants comuns	Característiques
Etilenglicol	Difícil de bombejar, baixa eficiència tèrmica, fàcil de manejar
Propilenglicol	
Clorur de calci	Fàcil de bombejar, alta eficiència tèrmica, no pràctic
Formats de potassi	Fàcil de bombejar, alta eficiència tèrmica, corrosiu, car
Acetats de potassi	

**Taula 5.2 Característiques dels refrigerants comuns en les canonades de l'estructura formadora de la capa de gel [11]**

### 5.2.2.2 Aire condicionat

Les condicions de confort dels espectadors no són l'únic motiu per mantenir certes condicions de clima a la grada, també s'ha de pensar que un excés d'humitat és nociu per l'edifici. La qualitat de l'aire també és una qüestió important i depèn de diferents factors que s'explicaran més endavant.

Per solucionar aquests problemes s'utilitza aire de ventilació tractat.

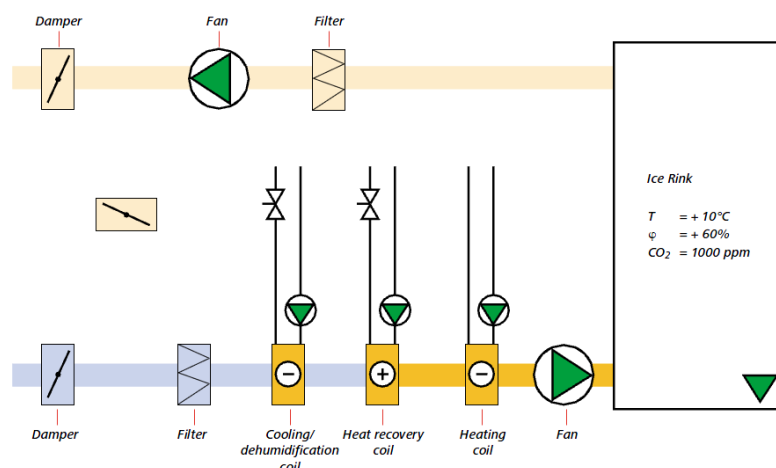


Figura 5.8 Esquema usual del sistema d'aire condicionat amb deshumectació [11]

Les càrregues d'humitat provenen dels ocupants (espectadors, patinadors...), de la humitat de l'aire exterior, de l'evaporació de l'aigua d'inundació que repavimentarà la superfície de gel i de la màquina repavimentadora de combustió. La major aportació d'humitat procedeix de l'aire exterior que entra a l'interior gràcies a l'aire condicionat (i que es deshumecta abans d'entrar al recinte) i a infiltracions que poden ser a través d'obertures (portes, finestres...) o esquerdes e intersticis en la construcció.

Un excés d'humitat provocaria un deteriorament de materials de l'edifici com fustes (podrint-se) o metalls (corroent-se), provocaria la creació de fongs i floridura, incrementaria el consum energètic, podria dificultar la visió per boira i comprometria la qualitat de la capa de gel.

Temperatura del aire (°C)	Màx. HR del aire (%)
5	90
10	80
15	70
20	60

Taula 5.3 Criteri de temperatura i humitat de l'aire per evitar boira [11]

	Temperatura (°C)	HR (%)
Putrefacció	50-5	>90-95
Floridura	55-0	>75-95

**Taula 5.4 Criteri de temperatura i humitat de l'aire per defectes en la fusta causats per putrefacció o floridura [11]**

Temperatura (°C)	HR (%)
>0	>80

**Taula 5.5 Criteri de corrosió per metalls [11]**

Llavors, l'equip d'aire condicionat haurà de deshumectar l'aire del recinte i proveir a les diferents zones de la temperatura idònia.

### 5.2.2.3 Sistema elèctric

El sistema elèctric serà bàsic pel funcionament de certs aparells i de la lluminària i tindrà un rol important en el consum.

## 5.2.3 Optimització energètica

Per optimitzar el consum energètic de l'equip de refrigeració s'actua sobre els punts que comporten una transferència de calor major amb la capa de gel.

La transferència de calor per radiació amb el sostre sol ser molt important. Els materials tenen una propietat anomenada emissivitat que relaciona l'eficiència de transferència de calor per radiació amb la d'un cos negre (cos que emet el màxim d'energia radiant possible acord amb la seva temperatura); llavors, un material amb una emissivitat baixa no serà un bon transmissor d'energia per aquest mecanisme. La gran majoria de materials de construcció tenen una emissivitat de l'ordre de 0'9, per això la utilització de materials amb baixa emissivitat en el sostre com la làmina d'alumini, de l'ordre de 0'05, comportarà un estalvi energètic molt important.

La transferència de calor per convecció entre l'aire i la capa de gel també és important. Aquest mecanisme de transferència depèn de la diferència de temperatures entre els dos i de la velocitat de l'aire. Per tant, la millor manera per reduir consum energètic en aquest punt es aconseguir que la diferència de temperatures esmentada sigui el més petita possible (augmentar la temperatura del gel i disminuir la de l'aire), ja que la velocitat de l'aire també depèn d'aquesta diferència perquè aquest es mou bàsicament per variacions de densitat causades per gradients de temperatura. Per una altra part, és important reduir la temperatura de l'aire perquè si no la transferència de calor per convecció amb el sostre seria major, aquest estaria a major temperatura i això provocaria que la transferència de calor per radiació entre aquest últim i la pista de gel fos major.

Altres paràmetres a tenir en compte són:

- La repavimentació de gel s'haurà de fer amb aigua a una temperatura no massa elevada. L'aigua repavimentadora s'ha d'estar a uns 60°C per poder fondre i allisar la capa superior de gel per aconseguir una superfície totalment plana.
- El grossor òptim de la capa de gel és de 3cm, a partir d'aquest espessor el increment del consum energètic serà en va.
- La utilització de fluorescents de baix consum i l'adaptació de la intensitat a l'activitat disminuirà el consum elèctric i la transferència de calor per radiació a la capa de gel.
- El increment de l'espessor de la segona capa de l'estructura formadora de la capa de gel (aïllant) reduirà la càrrega de calefacció a la primera capa.
- L'elecció d'un refrigerant, d'un material per les canonades i un dimensionat hidràulic de la xarxa de canonades i de l'evaporador adequats reduirà la fricció disminuint el treball de les bombes.

Per controlar tots aquests aspectes es fan servir sistemes automatitzats que permeten reduir el consum energètic i poder accedir a tota la informació en qualsevol moment que és un aspecte també important per la seguretat. [11]

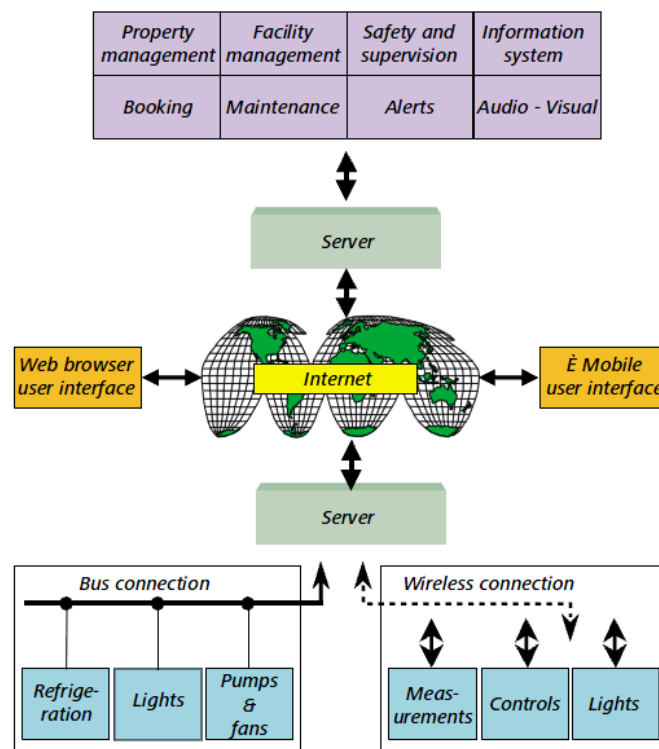


Figura 5.9 Sistema automatitzat de control [11]

## 5.3 Components bàsics d'una planta de trigeneració

Els components bàsics d'una planta de trigeneració són:

- Impulsor motriu: Aquest és una màquina (normalment tèrmica) que genera treball per produir electricitat i un excedent de calor que pot ser utilitzat.
- Refredadora: Aquesta, mitjançant un sistema de recuperació de calor, aconsegueix produir fred a partir del calor sobrant de l'impulsor motriu.

### 5.3.1 Impulsors motrius

L'impulsor motriu serà el punt de partida de tota la instal·lació i, per tant, s'ha d'estudiar molt detalladament la millor tecnologia per a cada aplicació. Les tecnologies més esteses al mercat són les que apareixeran en aquest paràgraf.

#### 5.3.1.1 Motors alternatius

Els motors alternatius són les màquines més comunes de combustió interna (màquines on el combustible es cremat dins del cilindre) i també les màquines motrius més comunes. Es poden fer servir per innumerables aplicacions ja que poden treballar per a potències entre pocs kW fins a uns 67 000 kW.

Els motors alternatius de gran potència són molt eficients i fiables alhora que produeixen un calor residual que es pot aprofitar. Aquests, es poden dividir en motors alternatius d'encesa provocada i d'encesa per compressió.

El cicle de combustió de quatre temps (admissió, compressió, expansió i escapament) és el que ens interessa per motors de grans dimensions com el de la nostra aplicació. Per produir el treball, el pistó comprimirà aire (encesa per compressió) o una mescla d'aire i combustible (encesa provocada) per després encendre el combustible dins del cilindre. Això provocarà una expansió dels gasos d'escapament, exercint una força al pistó que provocarà la rotació del cigonyal.

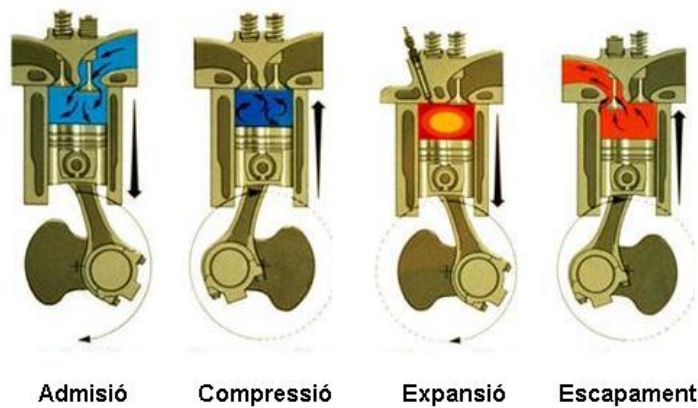
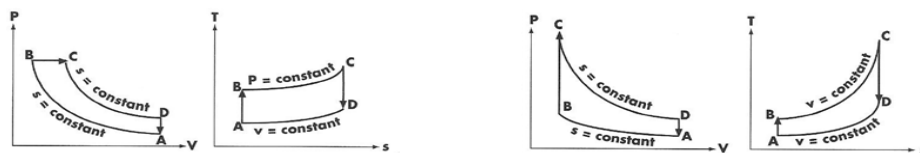


Figura 5.10 Cicle de combustió de quatre temps [12]

### 5.3.1.1 Motors alternatius d'encesa provocada i d'encesa per compressió

Els motors alternatius d'encesa provocada operen amb el cicle Otto i utilitzen gasos o líquids fàcilment vaporitzables com el gas natural, la gasolina o el propà.

Els motors alternatius d'encesa per compressió utilitzen combustibles líquids i aconsegueixen la ignició mitjançant la calor de compressió. Aquests motors funcionen amb un gran rang de combustibles líquids derivats del petroli, tant els destil·lats com els residuals.



Gràfica 5.3 Cicle ideal Diesel i cicle ideal Otto respectivament [13]

Els diagrames P-V mostren que la relació de compressió isentròpica i la relació d'expansió són iguals en el cicle Otto, però la relació de compressió és major que la relació d'expansió en el cicle diesel.

El diagrames T-s mostren que el cicle ideal Otto té una eficiència i un àrea de treball majors que el cicle dièsel. Menys calor es despesa amb el mateix valor de calor d'entrada i la mateixa relació de compressió, així que el cicle Otto produirà més treball per unitat de calor despesa.

$$\eta_{tèrmic} = 1 - \left(\frac{1}{r_c}\right)^{0'4} \cdot \left(\frac{r_{co}^{1'4} - 1}{1,4 \cdot (r_{co} - 1)}\right) \quad \eta_{tèrmic} = 1 - \left(\frac{1}{r_c^{0'4}}\right)$$

Expressió 5.1 Rendiment tèrmic de cicle ideal Diesel i cicle ideal Otto respectivament [13]



Amb les expressions 5.1, es pot calcular l'eficiència tèrmica ideal dels cicles. Gràcies a això podem esbrinar que l'eficiència d'un cicle Otto amb una relació de compressió 11:1 es bàsicament la mateixa que la d'un cicle dièsel amb una relació de compressió 16:1. Observant aquesta dada, es podria pensar que el cicle Otto és més eficient que el dièsel per màquines que treballen amb la mateixa relació de compressió, però a la pràctica, els motors dièsel aconseguixen eficiències tèrmiques significativament majors que els Otto gràcies a la possibilitat per operar amb relacions de compressió i amb pics de pressió més grans.

Amb tot això, si comparem dos motors alternatius reals de la mateixa mida i en les mateixes condicions d'operació, un de cicle Diesel i l'altre de cicle Otto, ens trobarem que el de cicle Otto tindrà una eficiència elèctrica de l'ordre del 20-25% menor que la del cicle Dièsel i, comprensiblement, una major evacuació de calor. Aquesta major generació de calor, en sistemes on es vol recuperar com és el cas de la trigeneració, compensa en certa manera el menor grau d'eficiència ja que es disposarà de més calor per recuperar. A més, donada la composició dels gasos d'escapament, els sistemes de recuperació de calor poden extreure més calor dels motors amb cicle Otto perquè aquests citats gasos poden sortir a menys temperatura a l'exterior (cedeixen més temperatura al fluid de treball) que en el cas dels Dièsel. Això succeeix perquè el punt de rosada de l'àcid als fluxos d'escapament dels combustibles gasosos es troba a una temperatura inferior que la dels líquids i, com és lògic, els precipitats d'aigua i àcids corroïrien el intercanviador.

Per una altra banda, és significatiu saber que els motors de cicle Otto operant amb combustibles com el gas natural produeix menys emissions nocives a l'atmosfera que els Dièsel amb combustibles líquids. Aquesta avantatge mediambiental aconseguix que els primers siguin més fàcilment permesos en aplicacions estacionaries.

#### 5.3.1.1.2 Recuperació del calor

Un motor alternatiu necessita d'un sistema refrigerant per extreure la calor. El gas a l'interior del cilindre pot arribar a una temperatura màxima de diversos milers de graus però la paret interior del cilindre en contacte amb els gasos no ha de superar uns 175°C per prevenir la deterioració de la pel·lícula d'oli lubricant.

Els sistemes refrigerants inclouen circuits refrigerants per la camisa del motor, l'oli lubricant i, quan s'escau, per l'aire de càrrega. Llavors, el balanç de calor d'aquests motors inclou el treball útil, el calor després, el calor a l'oli lubricant i a les camises refrigeradores, el calor de l'aire de càrrega i les pèrdues per radiació. Gairebé la meitat de l'energia d'entrada a un motor de combustió interna petit i



mitjanament eficient pot ser recuperada com energia tèrmica útil. Motors amb eficiències tèrmiques majors desprenen menys calor i, per tant, produeixen menys calor recuperable.

El calor recuperable es pot dividir en alta temperatura (HT) o baixa temperatura (LT).

- Part de l'energia a HT dels gasos d'escapament pot ser recuperada directament per calor de procés o per generar vapor a alta pressió mitjançant un intercanviador de calor.
- El calor de baixa temperatura es recupera mitjançant la jaqueta del motor, l'oli lubricant, la vàlvula de gàbia i els sistemes refrigerants de càrrega d'aire. Aquest calor a LT s'utilitza per aire condicionat o per aigua calenta com l'ACS. També pot ser utilitzat per generar vapor a baixa pressió. Casi tota la calor del sistema refrigerant pot ser recuperada i el mètode més usual és a través de sistemes de circulació forçada que obtenen aigua calenta a uns 120°C.

Aquest tipus de tecnologia genera la major quantitat d'energia elèctrica per unitat de combustible consumit (34%-41%).

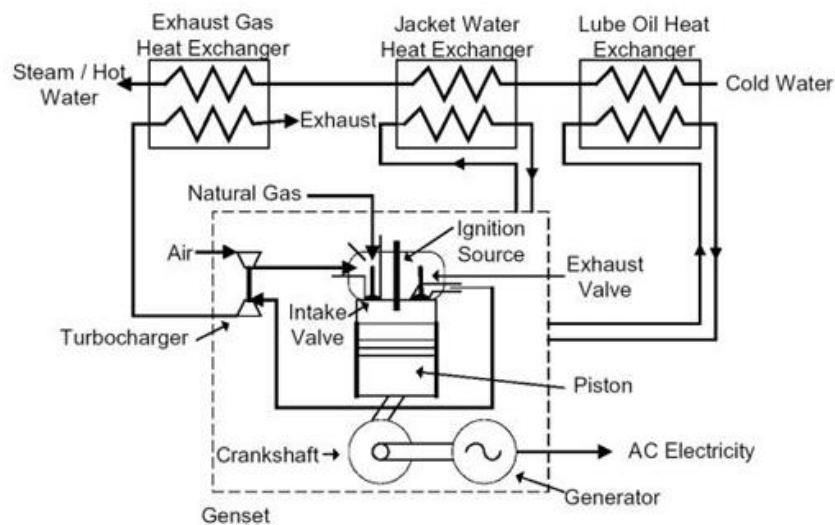


Figura 5.11 Esquema de recuperació de calor en un motor alternatiu [14]

### 5.3.1.2 Turbina de gas

Les turbines de gas ofereixen dissenys més petits i simples, versatilitat, densitat de potència i una excel·lent fiabilitat. Altres avantatges són que són netes (en quant a residus de combustió), de mínima vibració, de llarga vida i de poc manteniment. La majoria d'aquests impulsors treballen per a potències de entre

pocs centenars de kW fins a uns centenars de milers de kW, encara que també existeixen petites d'uns 35kW.

El gas natural és el combustible més utilitzat per aplicacions industrials encara que també es pot utilitzar una gran varietat de combustibles com gasos líquuats del petroli (GLP), alcohol, querosè, propà o gasos derivats del carbó entre d'altres.

El funcionament d'una turbina de gas és similar al d'un motor alternatiu en quant a l'admissió, compressió, expansió i escapament. No obstant això, en una turbina de gas la combustió es dona contínuament perquè es tracta d'un procés amb un fluid dinàmic a una pressió relativament baixa.

Les turbines de gas operen amb el cicle Brayton i poden presentar un cicle obert o tancat. En el cicle obert contínuament s'admet i comprimeix aire atmosfèric, mescla i crema el combustible, extreu l'energia mecànica per accionar el compressor i allibera els productes de la combustió a l'atmosfera. En el cicle tancat es segueix el mateix cicle però contínuament es recicla el fluid de treball.

Una característica important del cicle ideal Brayton, és la gran quantitat de treball necessària al compressor comparada amb el treball de la turbina. El compressor necessitarà entre el 40% i el 80% del treball obtingut a la turbina. Aquesta és una quantitat considerablement superior que el treball de compressió necessari als motors alternatius, que comprimeixen i expansionen més eficientment. Aquest alt requeriment energètic disminueix dràsticament l'eficiència global de la turbina de gas.

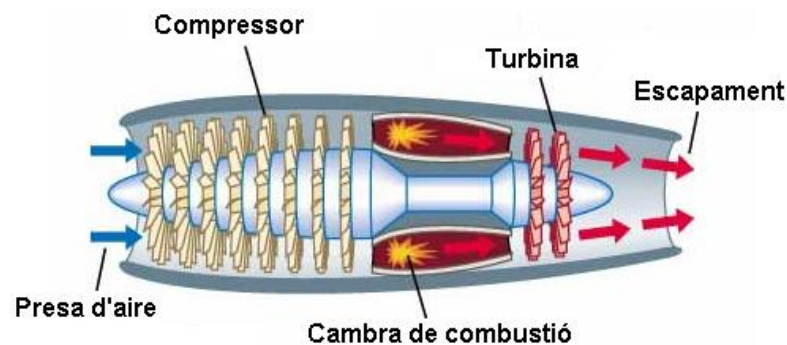


Figura 5.12 Esquema de funcionament d'una turbina de gas [15]

#### 5.3.1.2.1 Recuperació del calor

Encara que les turbines de gas ofereixen una eficiència tèrmica del combustible inferior als motors alternatius, sobretot a càrregues parcials, aconsegueixen un avantatge important en quant a la qualitat i quantitat del calor dissipat recuperable. A més, mentre que els motors alternatius entreguen part de

l'energia tèrmica recuperada en LT (de la camisa del motor, dels olis lubricants i de l'aire de refrigeració), tot el calor recuperat en una turbina de gas es troba a HT.

Les turbines de gas utilitzen tres o quatre vegades l'aire que requereixen per la combustió, utilitzant part de l'aire com refrigerant de la turbina. Aquest aire de refrigeració mesclat amb els gasos de combustió constitueixen un fluid net, sec i ric en oxigen (entorn el 15%) a una temperatura entorn als 500°C. Aquest fluid pot ser recremat augmentant la recuperació de calor i l'eficiència del conjunt.

Aquesta tecnologia resulta molt adequada per a processos que requereixen una gran quantitat d'energia tèrmica, o en relacions calor/electricitat majors de 2.

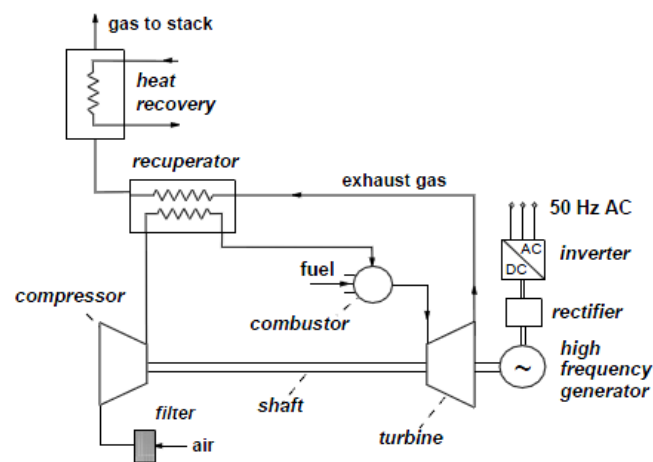


Figura 5.13 Esquema de recuperació de calor en una turbina de gas [16]

### 5.3.1.3 Turbina de vapor

Les turbines de vapor extreuen calor del vapor i el transformen en treball mecànic mitjançant l'expansió del vapor des d'alta a baixa pressió. Aquests impulsors treballen per a potències de entre pocs kW fins uns centenars de milers de kW i poden utilitzar qualsevol tipus de combustible. Encara que s'utilitzen per una gran varietat d'usos, es pot destacar l'ús com a element principal d'una planta de producció elèctrica.

Les turbines de vapor funcionen amb el cicle de Rankine que segueix els següents passos:

- 1- L'aigua d'alimentació de la caldera, que ha condensat prèviament, es pressuritzada e injectada a la caldera.
- 2- L'aigua s'escalfa i evapora a la caldera. El vapor resultant pot ser sobreescalfat per incrementar la seva entalpia i reduir la humitat.

- 3- El vapor pressuritzat s'expansiona a la turbina i perd gran part de la seva pressió. Una part de l'energia tèrmica del vapor és convertida a energia mecànica a la turbina.
- 4- El vapor es condensat gràcies a un medi refrigerant al condensador.

#### 5.3.1.3.1 Recuperació del calor

La recuperació de calor en les turbines de vapor es diferent depenent el seu tipus, que pot ser de contrapressió, de condensació o d'extracció:

- Turbines de contrapressió: El vapor, després de passar per la turbina, es enviat directament al procés sense necessitat de passar pel condensador a una pressió igual o superior a la atmosfèrica. Com que tot el vapor no utilitzat per al procés de producció elèctrica s'utilitza com a calor de procés, l'eficiència mecànica no és primordial.
- Turbines de condensació: Operen amb pressions del vapor per sota de l'atmosfèrica. Com que la caiguda de pressió a la turbina és tan gran, s'extreu una major energia elèctrica per kg de vapor dins d'aquesta. Al condensador, si es refrigera amb aigua, es pot utilitzar l'energia tèrmica que s'extreu per procés o per calefacció però sempre s'extraurà menys energia tèrmica que a una turbina de contrapressió.
- Turbines d'extracció: Són màquines multi-etapa amb la característica de tenir diferents sortides de vapor que permeten extreure vapor a diferents pressions. Són utilitzades quan una aplicació necessita vapor a diferents pressions o quan es necessita intermitentment vapor a baixa pressió. Llavors, mentre que les turbines de contrapressió necessiten demandes rígides, les d'extracció poden operar amb canvis en les variables i satisfer un gran rang de necessitats.

Aquest tipus de tecnologia normalment s'utilitza en instal·lacions on la necessitat d'energia tèrmica respecte a la elèctrica és de 4 a 1 o més.

#### 5.3.1.4 Cicle combinat

Els cicles combinats introdueixen millores importants respecte als impulsors motrius convencionals. Aconsegueixen conservar l'energia convertint el calor rebutjat en un mitjà per produir energia elèctrica addicional i reduint les emissions per unitat elèctrica generada. A més, aquesta tecnologia permet obtenir eficiències tèrmiques del combustible superiors al 80%.

Un cicle combinat unifica diferents impulsors. Normalment, una turbina de gas o un motor alternatiu són utilitzats per generar electricitat i el vapor de resultant

travessa una turbina de vapor per generar electricitat addicional. Si s'utilitza una turbina de gas, una alternativa és utilitzar un cicle d'injecció de vapor en el que es genera l'electricitat addicional injectant el vapor directament a la mencionada turbina de gas.

Un cicle combinat usual seria el format per una turbina de gas amb una caldera de recuperació (HRSG) que transfereix l'energia dels gasos d'escapament per produir vapor. Aquest vapor s'utilitzarà per accionar la turbina de vapor i, un cop aquest vapor s'ha expandit a la turbina, es pot utilitzar com un preescalfador del gas abans de ser cremat. De la mateixa manera, el gas de menor temperatura que surt del HRSG també pot ser utilitzat com un preescalfador per millorar l'eficiència.

El benefici de combinar ambdós cicles ve donat perquè la calor dels gasos d'escapament de la turbina de gas són a una alta temperatura (490°C-650°C) que pot ser superior si es sobreescalfen amb una postcombustió. Aquesta temperatura és adient per fer funcionar la turbina de vapor.

La diferencia més important que es troba si s'utilitza un motor alternatiu en comptes d'una turbina de gas és que produeixen un percentatge major d'energia elèctrica generada. Per cicles combinats, s'utilitzarà abans un cicle Otto que un Diesel perquè el primer proveeix una major quantitat de gasos d'escapament a una temperatura més alta (uns 400°C). Amb un motor alternatiu usual i una temperatura dels gasos d'escapament de 420°C es podria produir vapor a 380°C i 11bar, permetent un bon rendiment tèrmic de la turbina de vapor. El refrigerant del motor pot ser utilitzat per ACS per exemple.

Finalment, i per comparar, mentre que un cicle combinat basat en una turbina de gas (amb postcombustió) produeix una relació d'electricitat entre la turbina de gas i la de vapor de 2:1, amb un cicle combinat basat en un motor alternatiu aquesta relació seria de entre 4:1 y 5:1. [13]

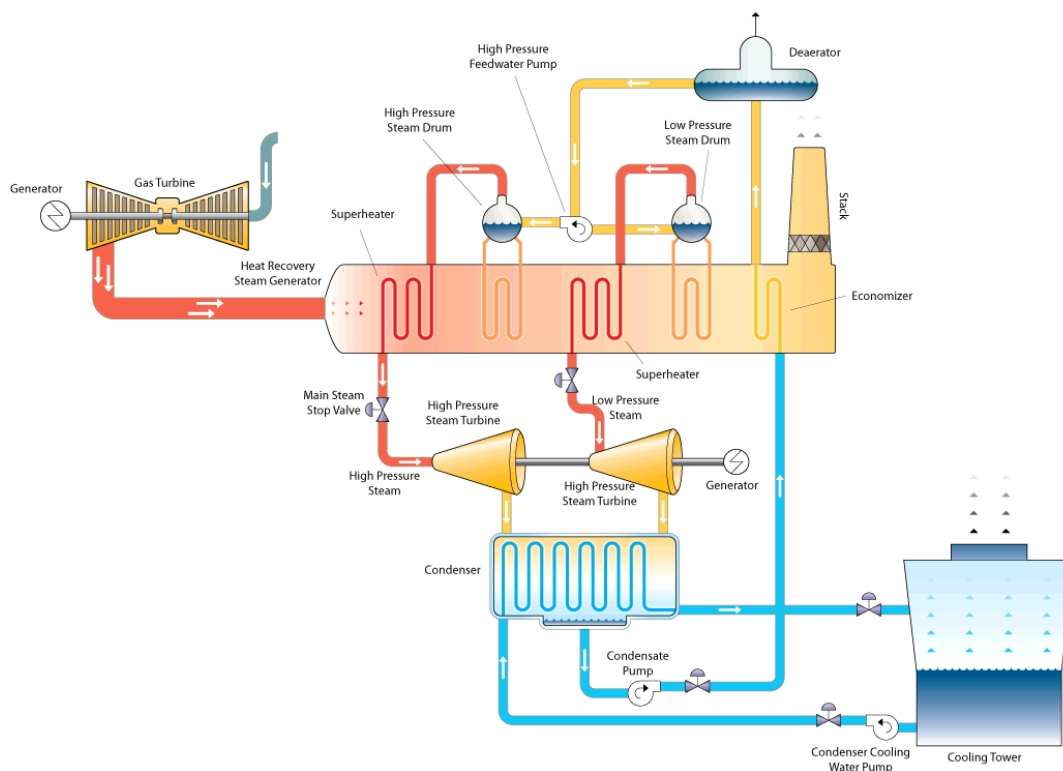


Figura 5.14 Esquema de funcionament d'un cicle combinat [18]

### 5.3.1.5 Motor Stirling

El motor Stirling és una màquina tèrmica que treballa amb un gas (normalment heli, hidrogen, nitrogen o aire). Aquest fluid segueix un cicle en el que es refreda mitjançant un focus fred, amb el qual es contrau, per després escalfar-se amb un focus calent, amb el qual s'expandeix. D'aquesta manera aconseguim moure uns pistons amb un cicle tancat de compressió, escalfament, expansió i refrigeració del gas.

En el cas de la cogeneració el moviment dels pistons provoca, a través d'un camp magnètic, corrent elèctrica i l'aigua calenta s'aconsegueix en el intercanvi de calor necessari per refrigerar el gas.

El motor Stirling pot ser accionat per qualsevol font d'energia (incloses les renovables), és molt silenciós, poc contaminant, de baix manteniment, eficient i necessita moltes menys parts mòbils que un motor convencional. Tot i això, és una tecnologia que encara s'ha de desenvolupar i només està recomanat per a potències compreses entre 0,2KW<sub>e</sub> i 9KW<sub>e</sub>.

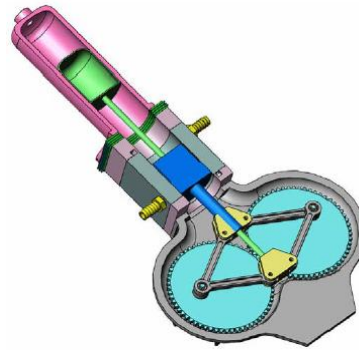


Figura 5.15 Esquema d'un motor Stirling [19]

#### 5.3.1.6 Pila de combustible

Les piles de combustible són dispositius electroquímics de conversió d'energia que generen directament electricitat a partir d'una font de combustible i oxigen. L'energia química del combustible i l'oxigen es converteix a electricitat mitjançant un procés d'electròlisi inversa i sense cap procés de combustió o treball mecànic com seria el cas de les turbines o motors.

El més usual és utilitzar una mescla enriquida d'hidrogen com a combustible. Aquest es produeix a partir de gas natural mitjançant un procés de reformat catalític que permet alliberar el hidrogen que forma part de les molècules de l'aigua i dels hidrocarburs del gas natural. Aquest hidrogen passarà per unes cel·les catòdiques i anòdiques produint corrent continu i aigua calenta com a subproducte.

Les avantatges d'aquesta tecnologia són:

- Manteniment senzill ja que al no tenir parts mòbils, hi ha poc desgast de peces i a més produeix poc soroll.
- Alta eficiència elèctrica (85-90%).
- Emissions contaminants nul·les si s'alimenta amb hidrogen.
- Gran varietat de combustibles possibles.

Les desavantatges de les piles de combustible són:

- Elevat cost.
- Degradació de l'electròlit que escurça la vida útil de la planta.
- Tecnologia poc madura ja que no hi ha massa instal·lacions d'aquest tipus i pocs fabricants ofereixen aquest producte.



Un altre punt important és que la relació calor-electricitat està en el rang 5:4 i tendeix a l'1:1. [17] [20]

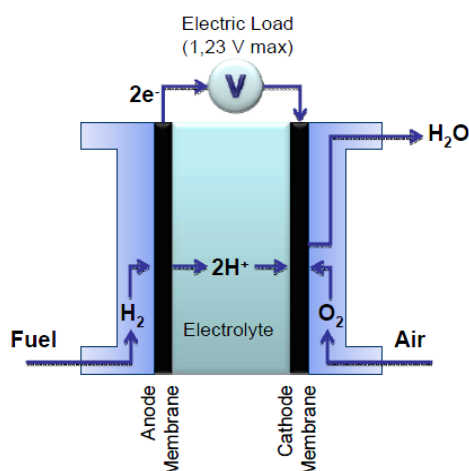


Figura 5.16 Esquema de funcionament d'una pila de combustible [19]

### 5.3.1.7 Comparació de tecnologies dels impulsors motrius

	Motor alternatiu	Turbina de gas	Turbina de vapor	Motor Stirling	Pila de combustible
Potència (kW)	<75.000	500-250.000	50-250.000	1-55	5-2.000
Eficiència elèctrica (%)	25-45	15-35	10-40	10-35	35-55
Eficiència tèrmica (%)	40-60	40-60	40-60	40-80	20-50
Eficiència global (%)	70-95	60-85	60-85	>90	55-90
Relació electricitat/calor	0'5-1	0'5-2	0'1-0'3	1'2-1'7	1-2
Treball a càrrega parcial	Acceptable	Pobre	Acceptable	Bona	Bona
Combustible	Gas natural, gasolina, propà, LDP	Gas natural, GLP, propà	Qualsevol	Qualsevol	Hidrogen, gas natural, propà, metanol
Densitat de potència (kW·m <sup>2</sup> )	35-50	20-500	>100	-	5-20
CO <sub>2</sub> (kg/MWh)	504-651	525-680	-	673	430-490



<b>NO<sub>x</sub> (kg/MWh)</b>	<b>0'23-9'9</b>	<b>0'14-0'5</b>	<b>-</b>	<b>0'18-0'91</b>	<b>0'0045-0'014</b>
<b>Temps d'arrencada</b>	<b>10s</b>	<b>10min-1h</b>	<b>1h-1dia</b>	<b>-</b>	<b>3h-2dies</b>
<b>Periodicitat de les revisions (h)</b>	<b>25.000-50.000</b>	<b>25.000-50.000</b>	<b>&gt;50.000</b>	<b>-</b>	<b>32.000-64.000</b>
<b>Temps de vida (anys)</b>	<b>20</b>	<b>20</b>	<b>&gt;25</b>	<b>-</b>	<b>10</b>
<b>Cost de manteniment (\$/kW<sub>h</sub>)</b>	<b>0'009-0'022</b>	<b>0'004-0'011</b>	<b>&lt;0'005</b>	<b>-</b>	<b>0'032-0'038</b>
<b>Característiques de l'energia tèrmica del fluid sortint</b>	<b>Aigua calenta, vapor a alta i baixa pressió</b>	<b>Calor, aigua calenta, vapor a alta i baixa pressió</b>	<b>Vapor d'alta i baixa pressió</b>	<b>-</b>	<b>Aigua calenta, vapor a alta i baixa pressió</b>
<b>Temperatura disponible per trigeneració (°C)</b>	<b>82-360</b>	<b>260-593</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>60-371</b>
<b>Cost de la instal·lació (\$/kW<sub>e</sub>)</b>	<b>1.100-2.200</b>	<b>970-1.300 (5-40 MW)</b>	<b>430-1.100</b>	<b>1.300</b>	<b>5.000-6.500</b>
<b>Calor extreta (kJ/kWh)</b>	<b>3.376-5.908</b>	<b>3.376-7.174</b>	<b>1.055-52.753</b>	<b>-</b>	<b>1.900-4.431</b>

Taula 5.6 Característiques dels impulsors motrius [5] [13] [21]

## 5.3.2 Màquines refredadores

Després de recuperar energia tèrmica a l'impulsor primari, aquesta s'haurà de fer passar per una màquina refredadora per produir fred. Les tecnologies principals en els sistemes CHCP es presenten en aquest paràgraf.

### 5.3.2.1 Refredadora d'absorció

Les refredadores d'absorció funcionen amb el cicle d'absorció que utilitza quatre components bàsics:

- 1- Absorbidor: A l'absorbidor, el vapor refrigerant a baixa pressió és condensat i absorbit per la solució concentrada d'absorbent (solució forta). L'absorció és possible gràcies a l'afinitat entre les molècules de l'absorbent i les del refrigerant. La calor de condensació i la de l'absorció és extreta mitjançant un feix de tubs on hi circula aigua de refrigeració. De la combinació del vapor refrigerant i la solució concentrada s'obté una

solució menys concentrada anomenada solució dèbil. Aquesta última solució s'augmenta de pressió i es bombeja cap al generador.

- 2- Generador: Es transfereix calor des d'una font externa al generador per separar el refrigerant de l'absorbent mitjançant ebullició (el refrigerant és regenerat). La solució forta a alta temperatura es refredada gràcies a la solució dèbil en un intercanviador de calor. La solució forta es dirigeix cap a l'absorbidor i la dèbil cap al generador.
- 3- Condensador: El vapor refrigerant a alta temperatura i pressió entra al condensador per liquar-se transferint aquesta calor a un fluid refrigerant.
- 4- Evaporador: Després de que el refrigerant líquid s'expandeixi, entra a l'evaporador on s'evapora a baixa temperatura i pressió extraient la calor d'una font externa a baixa temperatura.

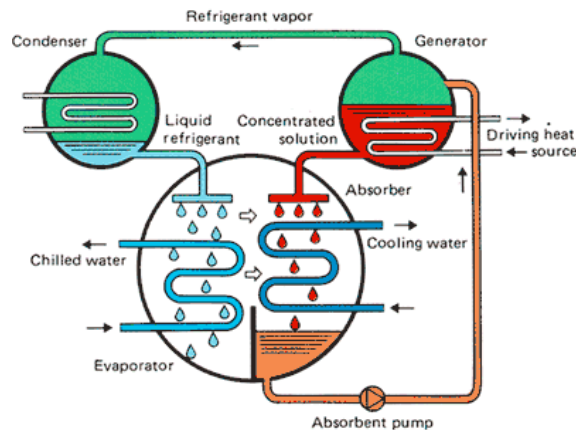


Figura 5.17 Esquema simplificat de funcionament d'un cycle d'absorció [22]

Hi ha dos cycles d'absorció estesos a l'actualitat, el cycle de bromur de liti (LiBr) i el d'amoníac-aigua ( $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$ ).

#### 5.3.2.1.1 Cycle de bromur de liti (LiBr)

En el cycle de bromur de liti, l'aigua actua com a refrigerant i el bromur de liti com a absorbent. La gran majoria de màquines d'absorció de gran capacitat utilitzen aquest cycle que pot presentar-se majoritàriament com de simple efecte o de doble efecte.

Els sistemes que empen el cycle d'absorció de  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  de simple efecte necessiten vapor a baixa pressió (entorn a 2 bar) o aigua calenta, ambdós amb temperatures entre 90-130 °C com a mínim per funcionar correctament. Encara que aquests són poc eficients, són molt útils quan el cost del vapor és baix o es

pot recuperar calor rebutjada. El COP que es pot obtenir amb aquesta tecnologia és de 0'75.

Els sistemes que utilitzen el cicle d'absorció de LiBr-H<sub>2</sub>O de doble efecte tenen un segon generador, condensador i intercanviador de calor que operen a una més alta temperatura. El vapor de refrigeració es recuperat del generador de la primera etapa en el condensador d'alta temperatura. El calor d'aquest procés de condensació és utilitzat per fer bullir aigua del generador de baixa temperatura (segona etapa). A més, un recuperador de calor s'utilitza per recuperar calor de la solució que s'extreu del generador de la segona etapa. Com a resultat d'aquest procés, s'aconsegueix millorar l'eficiència dels cicles de simple efecte en un 70%.

A l'actualitat s'ha arribat a un límit d'estalvi energètic en cicles de doble efecte LiBr-H<sub>2</sub>O però s'està evolucionant una nova tecnologia anomenada sistemes de triple efecte amb el mateix refrigerant. S'espera que aquests aconseguixin un 50% d'estalvi energètic en front dels de doble efecte.

		Simple efecte	Doble efecte
Característiques de la font tèrmica		Vapor a baixa pressió (2 a 3 bar), aigua calenta o gasos d'escapament	Vapor a alta pressió (4 a 9 bar), aigua calenta o gasos d'escapament
Temperatura del fluid a refrigerar (°C)	Entrada	10 a 15	10 a 15
	Sortida	6 a 7	6 a 7
Temperatura del fluid que aporta l'energia (°C)	Entrada	90 a 130	130 a 200
	Sortida	80 a 120	120 a 190
COP		0'6 a 0'75	1'1 a 1'2
Potència refrigerant (kW)		35 a 7.000	20 a 11.630

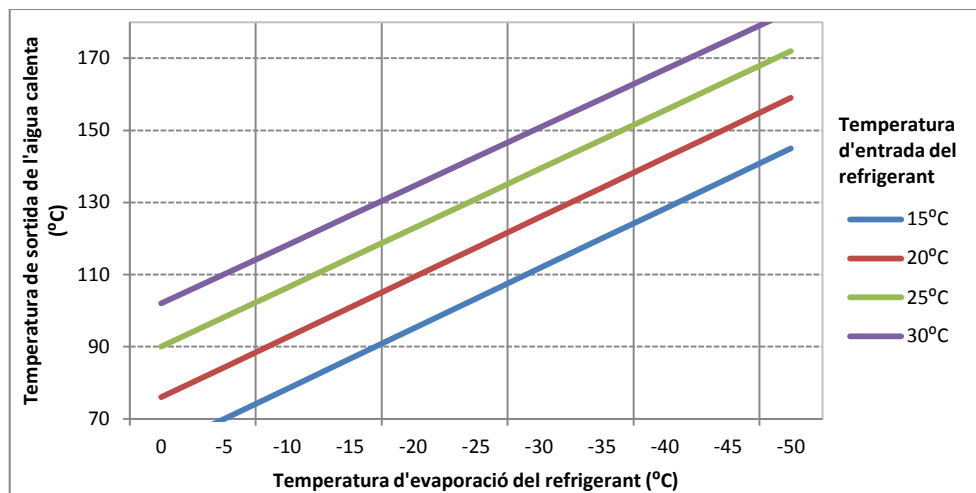
Taula 5.7 Característiques de les refredadores d'absorció amb LiBr [5] [13] [23]

### 5.3.2.1.2 Cicle d'amoniac-aigua ( $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$ )

El cicle d'amoniac-aigua és utilitzat normalment en instal·lacions que requereixen poca capacitat refrigerativa. Solen tenir una potència de l'ordre de 10-17 kW<sub>r</sub> (encara que també n'hi ha de molt més grans) i és usual instal·lar més d'una alhora per obtenir més potència. En els últims anys s'estan desenvolupant unitats amb més capacitat i més eficients.

Encara que els cicles d'absorció amb LiBr aconseguixen COPs majors, aquests tenen la limitació de no poder arribar a temperatures d'evaporació per sota dels 4'5°C. És aquí on els cicles de  $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$  prenen avantatge ja que poden aconseguir temperatures d'evaporació extremadament baixes. El problema és que l'eficiència d'una màquina de simple efecte amb amoniac per temperatures d'evaporació de -60°C cau estrepitosament (COP=0'25) mentre que si necessitem temperatures d'evaporació de 0°C es pot arribar a un COP de 0'6.

Una de les àrees més prometedores en els cicles d'absorció amb  $\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$  impliquen els intercanviadors de calor generador-absorbidor (cicles GAX) encara que necessiten fonts més calentes (de l'ordre de 160-200°C). En aquests, s'aconsegueixen diferències molt amples de temperatura entre la sortida calenta de l'absorbidor i la sortida freda del generador que propicien un augment d'eficiència (fins a COP=0'9) per l'alta transferència de calor en el intercanviador.



**Gràfica 5.4 Temperatures orientatives de la font tèrmica (en cas de ser aigua) i el refrigerant en una màquina d'absorció amb amoniac-aigua [24]**

En les aplicacions que podríem trobar actualment i com és lògic, és essencial aconseguir una temperatura mínima de la font tèrmica per aconseguir evaporar el refrigerant a la temperatura desitjada. A la gràfica 5.4 s'observa un exemple orientatiu si la font tèrmica és aigua calenta (la temperatura d'entrada d'aquesta aigua hauria de ser 10°C superior a la de sortida).

		Simple efecte	Simple efecte	GAX	Doble efecte
Característiques de la font tèrmica		Vapor (2 a 16bar), aigua o gasos d'escapament	Vapor (2 a 3bar), aigua o gasos d'escapament	Vapor (8 a 15bar), aigua o gasos d'escapament	Vapor (7 a 16bar), aigua o gasos d'escapament
Temperatura del fluid a refrigerar (°C)	Entrada	10 a 15 °C	10 a 15 °C	10 a 15 °C	10 a 15 °C
	Sortida	-60 a 0 °C	0 a 5 °C	-60 a 5 °C	-60 a 5 °C
Temperatura del fluid que aporta l'energia (°C)	Entrada	100 a 200 °C	80 a 120 °C	180 a 200 °C	170 a 220 °C
	Sortida	Uns 10°C menor a la d'entrada			
COP		0'25 a 0'6	0'5 a 0'6	0'7 a 0'9	0'8 a 1'2
Potència refrigerant (kW)		10 a 6.500	10 a 30	10 a 90	<110

Taula 5.8 Característiques de les refredadores d'absorció amb  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  [5] [13] [23] [24]

### 5.3.2.1.3 Recuperació de calor

Les refredadores d'absorció poden ser alimentades per gasos d'escapament nets i calents com els provinents de turbines de gas o motors alternatius. L'acoblament directe a la màquina tèrmica redueix els costos d'instal·lació i les necessitats d'espai perquè no es necessita un altre intercanviador extern.

Un motor alternatiu de 2000 kW<sub>e</sub> pot produir entre 1750-2450 kW<sub>c</sub> gràcies a una refredadora d'absorció en un cas normal mentre que una turbina de gas de la mateixa capacitat en pot generar entre 3500-5200 kW<sub>c</sub>.

Els aparells de doble efecte necessiten altes temperatures i poden ser aplicats amb eficiències interessants utilitzant els gasos d'escapament quan el vapor es troba a una pressió suficient. Per altra banda, els aparells de simple efecte són més adequats per moltes aplicacions ja que, encara que tenen eficiències molt menors, el seu preu és la meitat. [12]

### 5.3.2.2 Tecnologies d'adsorció

L'adsorció és un procés reversible on les mol·lècules d'un fluid queden atrapades en una matriu sòlida. Aquest fet ocasiona una pèrdua d'energia tèrmica mitjançant un procés exotèrmic.

Un cicle d'adsorció no utilitza energia mecànica i consta bàsicament d'un o diversos adsorbidors, un condensador i un evaporador. El cicle es divideix en 4 etapes:

- Escalfament i pressurització: En aquest període, l'adsorbidor rep energia calorífica d'una font a alta temperatura mentre el primer està tancat (no connectat ni a l'evaporador ni al condensador). La temperatura de l'adsorbent augmenta i, conseqüentment, la pressió augmenta des de la d'evaporació fins a la de condensació. Aquesta fase és equivalent a la de compressió en un cicle de compressió.
- Escalfament i desorció+condensació: En aquesta etapa, l'adsorbidor continua rebent calor mentre està connectat al condensador. La temperatura de l'adsorbent continua augmentant i, amb això, s'indueix la desorció del vapor. Aquest vapor desorbit és liquat al condensador i el calor de condensació és alliberat amb el segon dissipador de calor a temperatura intermèdia. Aquesta fase és equivalent a la de condensació en un cicle de compressió.
- Refredament i despressurització: En aquest període, l'adsorbidor allibera energia calorífica cedint-la a una font a temperatura intermèdia mentre el primer està tancat. La temperatura de l'adsorbent disminueix i, conseqüentment, la pressió es redueix des de la de condensació fins a la d'evaporació. Aquesta fase és equivalent a la d'expansió en un cicle de compressió.
- Refredament i adsorció+evaporació: En aquesta etapa, l'adsorbidor continua alliberant calor mentre està connectat a l'evaporador. La temperatura de l'adsorbent continua disminuint i, amb això, s'indueix l'adsorció del vapor. Aquest vapor adsorbit és vaporitzat a l'evaporador mitjançant el calor d'una font a baixa temperatura. Aquesta fase és equivalent a la d'evaporació en un cicle de compressió.

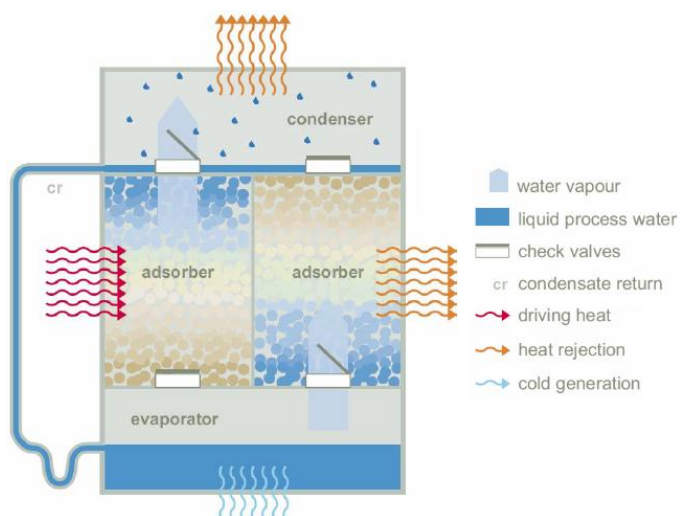


Figura 5.18 Esquema de funcionament d'un cicle d'adsorció [19]

Aquest cicle, si opera amb un sòl adsorbidor, és intermitent perquè l'obtenció de fred no és continua ja que només es produït durant part del cicle. Si s'opera amb dos adsorbidors, aquests es poden desfasar per generar fred quasi contínuament.

Les refredadores d'adsorció presents al mercat obtenen COPs baixos de entre 0'5 i 0'7 amb potències també petites que no solen superar els 25kW. [13] [25] [26]

Absorbent	Refrigerant	Calor d'adsorció (kJ/kg)	És tòxic ?	Generació de temperatura (°C)	Característiques de la font de calor	Aplicacions
Gel de sílice	Aigua	2.800	No	60-90	Baixa temperatura	Condicionament i refrigeració d'aire
	Metanol	1.000-1.500	Si			
Zeolita	Aigua	3.300-4.200	No	>150	Alta temperatura	
	Amoníac	4.000-6.000	Si			
Carbó actiu	Etanol	1.200-1.400	No	80	Baixa temperatura	Baixa temperatura i producció de gel
	Metanol	1.800-2.000	Si			
CaCl <sub>2</sub>	Amoníac	1.368	Si	95-120	Baixa temperatura	
	Metanol	-	Si			

Taula 5.9 Característiques de les refredadores d'adsorció [23]



## 6 Cas d'estudi

### 6.1 Pista de gel "Camilien Houde"

Per tal de realitzar l'estudi, s'ha decidit utilitzar com a model la pista de gel "Camilien Houde" que es troba a Montreal (Canadà). Amb els elements presents en aquest edifici, es faran els càlculs necessaris per tal de sospesar el sistema òptim de subministrament d'energia en el supòsit de que aquest centre esportiu es trobés a la ciutat de Barcelona. El pavelló esportiu en qüestió fa 64'2m de llargada, 41'5m d'ample i 9'2m d'alçada. A l'interior d'aquest, la pista de gel domina el centre (amb unes dimensions de 61x25'9m) i queda envoltada per un passadís estret. Per tal que els espectadors puguin observar als esportistes, al lateral s'hi troben unes grades.

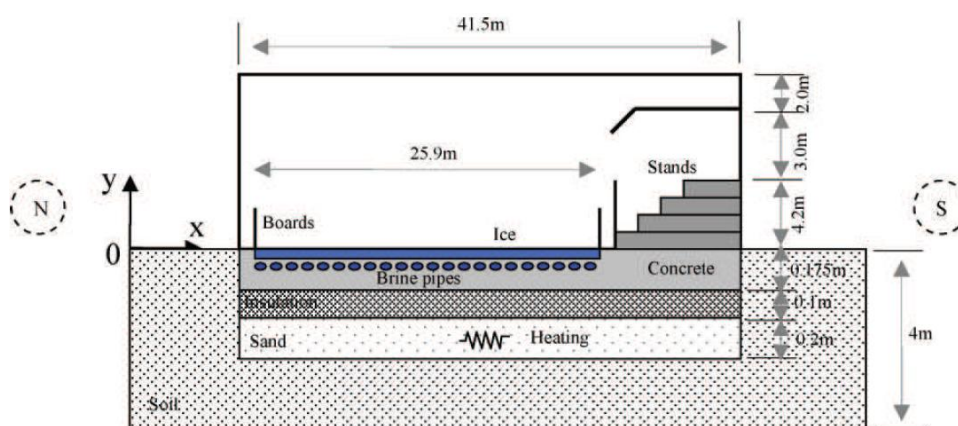


Figura 6.1 Esquema del pavelló esportiu Camilien Houde

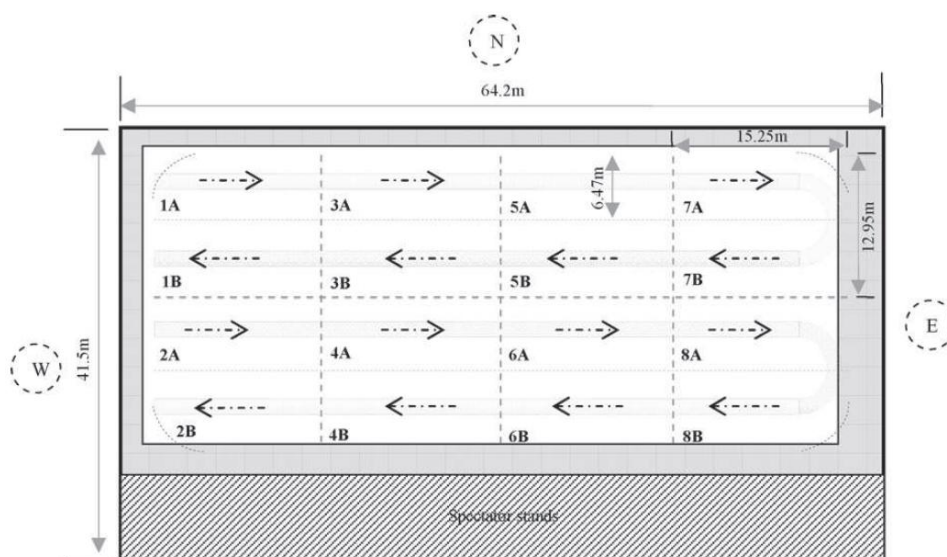


Figura 6.2 Esquema de la pista de gel



En quant al subsòl, aquest està format per una capa de gra gruixut de 20cm, un aïllant de 10cm i una llosa de formigó de 15cm per on passen les canonades amb el fluid refrigerant per mantenir una capa de gel de 5cm.

### **6.1.1 Elements de consum energètic**

En el cas del pavelló esportiu Camilien Houde, els elements més importants en el consum energètic són el sistema de ventilació, el sistema de refrigeració del subsòl, els escalfadors de les graderies, el sistema calefactor del subsòl i la lluminària.

#### **6.1.1.1 Sistema de ventilació**

El sistema de ventilació està format per 2 unitats:

- Unitat 1: Refreda l'aire exterior, el deshumecta i el reescalfa quan aquest es troba a una temperatura superior als 23°C.
- Unitat 2: Escalfa i humidifica l'aire exterior quan aquest es troba a una temperatura inferior als 15°C.

Quan la temperatura exterior es troba entre 15 i 23°C, cap unitat es posa en funcionament a no ser que el nivell d'humitat sigui massa elevat o escàs (el sistema de control manté l'aire incident a l'edifici amb un valor d'humitat relativa entre el 20 i el 33%).

El sistema de ventilació disposa de 7 entrades d'aire que aporten un cabal total de 4.270l/s en condicions normals. Aquest cabal augmenta fins a 10.384l/s quan es posa en funcionament la màquina repavimentadora ja que s'han d'evacuar els gasos de combustió que aquesta produeix. Aquesta màquina es posa en funcionament un nombre variable de vegades al dia (depenent de l'afluència de patinadors) i repavimenta la superfície en uns 12min amb aigua a 60°C.

L'aire s'extreu mitjançant 4 sortides d'aire a les parets.

#### **6.1.1.2 Sistema refrigerant del subsòl**

La càrrega refrigerant es reparteix pel subsòl amb 74 tubs de polietilè uniformement repartits (diàmetre intern 25mm) amb una separació lateral entre ells de 8'75cm. El col·lector principal té un diàmetre intern de 15cm per on circula el cabal que impulsa la bomba que és de 28'5l/s amb una temperatura d'entrada al circuit de -9°C. Per aconseguir la citada temperatura, es necessitarà que la temperatura d'evaporació del refrigerant de la màquina d'absorció arribi a -14°C.

Amb aquest sistema es manté una capa de gel de 5cm a una temperatura entre -5 i -6°C.

El refrigerant secundari per tal de mantenir la capa de gel és clorur de calci i circula a una profunditat de 5'75cm des de la superfície de gel.

#### **6.1.1.3 Escalfadors de graderies**

Les grades actualment s'escalfen mitjançant 8 escalfadors controlats mitjançant un termòstat.

#### **6.1.1.4 Càrrega calefactora del subsòl**

La capa de gra gruixut del subsòl està equipada amb un escalfador elèctric de 8kW que s'activa quan la temperatura a 4m de profunditat es troba per sota dels 4°C. Com s'ha explicat al paràgraf 5.2.2, aquesta instal·lació evita danys a la superfície de gel causats per congelació de la capa inferior del subsòl.

#### **6.1.1.5 L·luminària**

També hi ha guanys tèrmics provocats per la lluminària amb un valor de 10W/m<sup>2</sup> sobre el gel i de 5W/m<sup>2</sup> sobre els espectadors. Les lluminàries de les graderies només romandran enceses en els horaris d'afluència de públic segons un horari establert.

### **6.1.2 Modelatge de la instal·lació**

Per a modelar la pista de gel en qüestió amb el procediment descrit pel doctor Nicolas Galanis i els seus col·laboradors en els estudis realitzats, primer s'ha de modelar l'interior de l'edifici i després el subsòl de la pista de gel. Després d'això, les dos modelitzacions es retroalimenten i s'itera fins a obtenir els resultats desitjats. Donada la gran complexitat dels càlculs (moltes expressions i iteracions), aquests s'han de dur a terme amb ordinador.

#### **6.1.2.1 Modelatge de l'interior de l'edifici**

El moviment de l'aire i els intercanvis de calor dins l'edifici estan simulats mitjançant un modelatge transitori 3D amb 64 zones. Aquest està format per sis submodels lligats entre ells.

El primer submodel és el model energètic que utilitza el "Multizone Building Model" (type 56) del programa informàtic TRNSYS. Aquest està basat en dos relacions:

- L'expressió de conservació de l'energia dins de cada zona tèrmica i.

$$(m \cdot c_p)_i \frac{dT_i}{dt} = (q_{cv} \cdot S)_i + \sum_j \dot{m}_{j \rightarrow i} \cdot c_p \cdot T_j$$

#### Expressió 6.1 Conservació de l'energia en una zona tèrmica i

- L'expressió de conservació de l'energia per cada superfície interna en contacte amb l'aire de l'edifici (incloent la superfície de la capa de gel).

$$q_{cd} = q_{cv} + q_{rd} + q_{cond} + q_{rs}$$

#### Expressió 6.2 Conservació de l'energia en les superfícies internes de l'edifici

1. El flux de conducció és avaluat mitjançant les funcions de transferència de calor.
2. El flux de convecció entre les parets i l'aire interior és calculat prenent el coeficient de convecció com una constant de valor  $3W/m^2K$ .
3. El flux de radiació entre les parets interiors de l'edifici és calculat amb el segon submodel (model de transferència per radiació).
4. El flux de condensació es dona quan la temperatura de la superfície de la capa de gel és inferior al punt de rosada de l'aire que es troba en contacte amb aquesta. S'avalua amb el tercer submodel (model de transport de humitat) que calcula la humitat absoluta de l'aire a cada zona tèrmica a l'interior de l'edifici.

$$m_{air,i} \frac{dw_i}{dt} = \sum_{i,j} \dot{m}_{i,j} \cdot (w_j - w_i) + \dot{W}_{g,i}$$

#### Expressió 6.3 Humitat de l'aire a una zona tèrmica de l'edifici

5. Per últim,  $q_{rs}$  ens introdueix el flux calorífic existent quan la repavimentadora diposita aproximadament  $0'5m^3$  d'aigua a  $60^\circ C$  sobre la superfície gelada.

El cabal màssic d'aire  $\dot{m}_{i,j}$  entre zones tèrmiques utilitzat a l'expressió 6.1 s'obté mitjançant el quart submodel (model de flux d'aire zonal). Aquest submodel calcula el  $\dot{m}_{i,j}$  generat per diferències de pressió i es calcula amb expressions diferents depenent de si el flux creua una superfície virtual horitzontal o vertical ( $\epsilon_{i,j}$  es 1 quan el flux va de "i" cap a "j" i -1 si va de "j" cap a "i").

$$\dot{m}_{i,j} = \epsilon_{i,j} \cdot c_d \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_i \cdot S_{i,j} \cdot |P_j - P_i|^{1/2}}$$

#### Expressió 6.4 $\dot{m}_{i,j}$ que traspasa una superfície virtual vertical generat per diferències de pressió

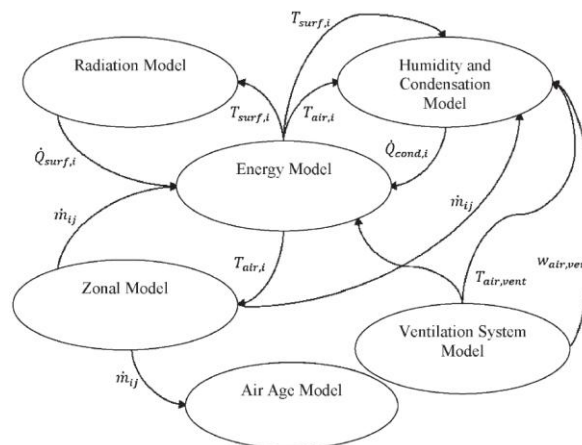
$$\dot{m}_{i,j} = \varepsilon_{i,j} \cdot c_d \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_i} \cdot S_{i,j} \cdot \left| P_j - P_i - \frac{1}{2} \cdot (\rho_i \cdot g \cdot h_i + \rho_j \cdot g \cdot h_j) \right|^{1/2}$$

**Expressió 6.5  $\dot{m}_{i,j}$  que traspassa una superfície virtual horitzontal generat per diferències de pressió**

El cinquè submodel (model de ventilació) simula el sistema de ventilació de l'edifici. Les expressions per modelar el funcionament de les dos unitats són les equacions de conservació de la massa i l'energia per una mescla gas-vapor en estat estacionari. S'ha de tenir molt present que s'ha assumit un sistema de ventilació que tracta totalment amb aire exterior (no hi ha recirculació d'aire interior).

El sisè i últim submodel (model d'efectivitat de la ventilació) ens retorna l'efectivitat de l'equip de ventilació per renovar l'aire mitjançant un càlcul del temps que l'aire ha romangut a cada zona del pavelló.

Les dades resultants de cada submodel s'utilitzen com a input d'un altre submodel, així es segueix una rutina d'iteracions que acaba quan convergeixen els resultats obtinguts entre dos iteracions consecutives en un valor de  $10^{-3}$ . Quan això succeeix, s'avança un increment de temps i es torna a utilitzar el mètode de convergència tantes vegades com increments de temps es desitgin.



**Figura 6.3 Retroalimentació del modelatge de l'interior de l'edifici**

### 6.1.2.2 Modelatge del subsòl

El modelatge de l'estructura formadora de la capa de gel és essencial ja que és per on circula el refrigerant secundari que és el responsable d'extreure el calor de la capa de gel per mantenir-la.

Aquest modelatge es du a terme mitjançant l'equació transitòria unidimensional de conducció i l'analogia amb un circuit elèctric. Pel càlcul, la superfície de gel es

divideix en 8 parts iguals (les mateixes que el submodel de flux d'aire zonal) i aquestes, es subdivideixen en 2 parts (A i B) com mostra la figura 6.3.

El refrigerant circula en direcció est en A i en direcció oest en B. Llavors, aquest refrigerant entra en 1A i 2A a una temperatura constant  $T_{b,in}$  i surt per 1B i 2B a una temperatura  $T_{b,out}$  que serà diferent en 1 i en 2.

S'ha imposat la hipòtesis de flux unidimensional ja que la diferencia màxima de temperatura entre  $T_{b,in}$  i  $T_{b,out}$  no arriba a 2°C i es considera que el flux calorífic horitzontal provocat per aquest gradient de temperatures és negligible. Tot i això, el fet de realitzar aquests càlculs unidimensionals per punts distribuïts en un pla simula un estudi tridimensional (per exemple els punts 1A-1B-3A-3B formarien un pla i l'estudi unidimensional de cada punt aportaria la tercera dimensió).

A part d'això, s'ha considerat el intercanvi energètic de les capes horitzontals amb el terra de l'exterior de l'estructura formadora del gel mitjançant l'expressió 6.6.

$$Q_{node} = U_{node} \cdot S_{node} \cdot (T_0 - T_{node})$$

#### Expressió 6.6 Transferència de calor amb el terra exterior

$$U_{node} = \frac{2 \cdot k_{soil}}{\pi \cdot (z_2 - z_1)} \cdot \left[ \ln \left( z_2 + \frac{2 \cdot k_{soil} \cdot R}{\pi} \right) - \ln \left( z_1 + \frac{2 \cdot k_{soil} \cdot R}{\pi} \right) \right]$$

#### Expressió 6.7 Transmissió tèrmica

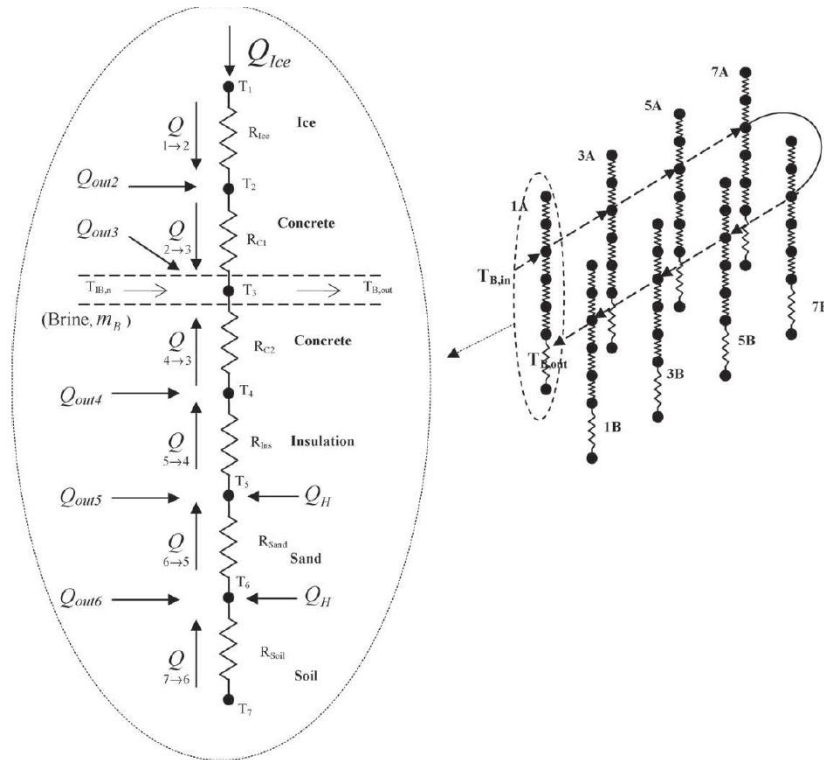
Pels extrems laterals nord, est i oest la variable  $T_0$  s'ha considerat:

- Igual a la temperatura superficial del terra a Barcelona en els nodes 4, 5 i 6. Aquest es calcula mitjançant una correlació d'un any meteorològic típic barceloní.
- Igual a la temperatura de la superfície del formigó en el passadís que envolta la pista en els nodes 2 i 3. Aquesta es calcula en el modelatge de l'interior de l'edifici.

Per l'extrem sud, la variable  $T_0$  s'ha considerat:

- Constant i igual a la temperatura dels vestuaris.

La figura 6.4 mostra el circuit elèctric equivalent sota el gel a calcular per a cada una de les 16 divisions de la superfície.



**Figura 6.4 Esquema elèctric equivalent del modelatge del subsòl**

Per començar, s'introdueix el flux calorífic calculat amb el modelatge de l'interior de l'edifici (paràgraf 6.1.2.1) i la temperatura del subsòl a 4m de profunditat (node 7) que es calcula amb la correlació d'un any meteorològic típic barceloní. Per una altra banda, s'introdueix el calor aportat mitjançant els escalfadors situats en la capa de gra gruixut en els nodes 5 i 6.

Llavors, el refrigerant (node 3) absorbeix el calor procedent dels nodes 2 i 4 (punts situats sota del gel i sobre l'aïllant respectivament) i passa a la següent subdivisió on continua absorbint energia.

La discretització mostrada de la balança energètica transitòria per cada node de cada subdivisió porta a un sistema lineal d'equacions que es pot representar amb l'expressió 6.8, on  $T$  és el vector de les 7 temperatures pertanyents als 7 nodes i la matriu  $A$  i el vector  $B$  són les expressions necessàries per introduir la física del problema.

$$AT = B$$

**Expressió 6.8 Sistema lineal d'equacions del modelatge del subsòl**

$$\begin{pmatrix} A(1,1) & -\frac{1}{R_{ice}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{R_{ice}} & A(2,2) & \frac{1}{R_{c1}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{R_{c1}} & A(3,3) & \frac{1}{R_{c2}} & 0 & 0 & -\dot{m}_B c_{p,B} \\ 0 & 0 & \frac{1}{R_{c2}} & A(4,4) & \frac{1}{R_{Ins}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{R_{Ins}} & A(5,5) & \frac{1}{R_{sand}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{R_{sand}} & A(6,6) & 0 \\ 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{pmatrix}$$

**Expressió 6.9 Matriu A**

$$A(1,1) = \frac{1}{\Delta t} \left( \frac{1}{2} m_{ice} c_{p,ice} \right) + \frac{1}{R_{ice}}$$

$$A(2,2) = \frac{1}{\Delta t} \left( \frac{1}{2} m_{ice} c_{p,ice} + \frac{1}{2} m_{c1} c_{p,c} \right) + \frac{1}{R_{ice}} + \frac{1}{R_{c1}} + \frac{1}{2} U_2 S_2$$

$$A(3,3) = \frac{1}{\Delta t} \left( \frac{1}{2} m_B c_{pB} \right) + \frac{1}{R_{c1}} + \frac{1}{R_{c2}} + \frac{1}{2} U_3 S_3$$

$$A(4,4) = \frac{1}{\Delta t} \left( \frac{1}{2} m_{Ins} c_{p,Ins} + \frac{1}{2} m_{c2} c_{p,c} \right) + \frac{1}{R_{Ins}} + \frac{1}{R_{c2}} + \frac{1}{2} U_4 S_4$$

$$A(5,5) = \frac{1}{\Delta t} \left( \frac{1}{2} m_{Ins} c_{p,Ins} + \frac{1}{2} m_{Sand} c_{p,Sand} \right) + \frac{1}{R_{Ins}} + \frac{1}{R_{Sand}} + \frac{1}{2} U_5 S_5$$

$$A(6,6) = \frac{1}{\Delta t} \left( \frac{1}{2} m_{Sand} c_{p,Sand} + \frac{1}{2} m_{Soil} c_{p,Soil} \right) + \frac{1}{R_{Soil}} + \frac{1}{R_{Sand}} + \frac{1}{2} U_6 S_6$$

**Expressió 6.10 Coeficients per la matriu A**

$$\begin{pmatrix} Q_{ice} + \frac{1}{\Delta t} \left( \frac{1}{2} m_{ice} c_{p,ice} \right) \cdot T_1^p \\ -\frac{1}{2} U_2 S_2 T_{gr} - \frac{1}{\Delta t} \left( \frac{1}{2} m_{ice} c_{p,ice} + \frac{1}{2} m_{c1} c_{p,c} \right) \cdot T_2^p \\ -\dot{m}_B c_{pB} \cdot T_{in} - \frac{1}{2} U_3 S_3 T_{gr} - \frac{1}{\Delta t} \left( \frac{1}{2} m_B c_{pB} \right) \cdot T_3^p \\ -\frac{1}{2} U_4 S_4 T_{gr} - \frac{1}{\Delta t} \left( \frac{1}{2} m_{Ins} c_{p,Ins} + \frac{1}{2} m_{c2} c_{p,c} \right) \cdot T_4^p \\ -Q_H - \frac{1}{2} U_5 S_5 T_{gr} - \frac{1}{\Delta t} \left( \frac{1}{2} m_{Ins} c_{p,Ins} + \frac{1}{2} m_{Sand} c_{p,Sand} \right) \cdot T_5^p \\ -Q_H - \frac{1}{2} U_6 S_6 T_{gr} - \frac{1}{\Delta t} \left( \frac{1}{2} m_{Sand} c_{p,Sand} + \frac{1}{2} m_{Soil} c_{p,Soil} \right) \cdot T_6^p - \frac{1}{R_{Soil}} T_7^p \end{pmatrix}$$

$T_{in}$

**Expressió 6.11 Vector B**

$$T = [T_1^{p+1} \quad T_2^{p+1} \quad T_3^{p+1} \quad T_4^{p+1} \quad T_5^{p+1} \quad T_6^{p+1} \quad T_{Out}^{p+1}]$$

#### Expressió 6.12 Vector T

Per al càlcul, es començarà a calcular el vector T per la subdivisió 1A i es prosseguirà seguint la direcció del cabal de refrigerant. La temperatura  $T_{b,out}$  s'assumirà com la mescla adiabàtica dels cabals provinents de 1B i 2B. Per finalitzar, el flux calorífic des del gel i des del terra cap al refrigerant es avaluat per calcular la càrrega refrigerant necessària.

#### 6.1.2.3 Retroalimentació dels modelatges de l'interior de l'edifici i del subsòl

En un esglaó de temps, el modelatge del subsòl calcula la temperatura del node entre el formigó i la capa de gel en totes les subdivisions. Després, aquests outputs es converteixen en inputs del modelatge de l'interior de l'edifici i aquest calcula els fluxos calorífics cap al gel per proveir de nous inputs al model del subsòl. Aquest procediment es repetirà les vegades necessàries fins a que la diferència dels resultats dels fluxos de calor entre una iteració i la següent hagi convergit fins a  $10^{-3}$ . Quan això ocorre, es passa al següent esglaó de temps i es repeteix el procediment anterior.

Per aquestes simulacions, s'ha tingut en compte la mitja horària de les dades meteorològiques típiques anuals de Barcelona a 0m i a 4m de profunditat, la radiació solar que hauria incidit sobre l'edifici en qüestió i el calor aportat per les lluminàries.

L'elecció dels esglaons de temps és un compromís de les següents limitacions:

- El programa TRNSYS només accepta esglaons de temps de 1/N on N és un número enter.
- La màquina repavimentadora funciona durant 12min (0'2h). Per tant, els esglaons de temps no podien excedir 0'2h.
- Els esglaons de temps han de ser el suficientment curts per poder captar detalladament els canvis transitoris i el suficientment llargs per evitar períodes de temps de càlcul de l'ordinador massa prolongats.

Amb tot això, els esglaons escollits són de 0'1h. Amb aquesta elecció un ordinador personal (processador Intel Core 2 Duo 6400 2'13GHz i RAM 2GB) necessita unes 80h per a realitzar tots els càlculs necessaris.

#### 6.1.3 Validació dels resultats

Els resultats d'aquest mètode s'han validat per a les condicions de la pista de gel "Camilien Houde" i de les dades meteorològiques típiques anuals de Montreal



(Canadà) a diferents estudis comandats pel doctor Nicolas Galanis de la universitat de Sherbrooke (Canadà).

En ells, es poden comparar els resultats de la simulació amb mesuraments duts a terme al complex Camilien Houde durant els anys 2005 i 2006.

En els primers estudis, basats només en el modelatge de l'interior de l'edifici, s'observen diferències de temperatura entre les dades mesurades i les del modelatge de menys d'1°C a 0m i de menys de 0'5°C entre 0'25m i 2'1m. A partir dels 2'5m d'altura s'observa una molt millor adequació del modelatge de l'interior de l'edifici a la realitat que les simulacions CFD realitzades.

En l'últim estudi realitzat, apareix també el modelatge del subsòl per retroalimentar-se amb el modelatge de l'interior de l'edifici. Amb aquesta millora es dona un salt qualitatiu important cap a una simulació molt més exacte.

A la taula 6.1 es mostren la mitges de les temperatures de sortida del refrigerant i de la superfície de gel mitjançant els mesuraments i els càlculs amb el mètode explicat.

	Mesurat	Calculat
Temperatura de sortida del refrigerant (°C)	-7'3	De -7'8 a 8
Temperatura de la superfície de gel (°C)	De -5'5 a -6'3	De -5'2 a -6'0

**Taula 6.1 Validació mitjançant la temperatura del refrigerant i de la capa de gel**

Encara que les condicions climàtiques no són idèntiques, la variació de les dades a comparar a la taula 6.1 es consideren el suficientment petites per considerar la comparació acceptable. Llavors, amb aquesta comparació es valida el mètode emprat ja que l'error relatiu mai arriba al 10%. Això és considera prou satisfactori ja que s'han de considerar imprecisions a l'hora de mesurar i també que en les simulacions s'ha pres com a constant la temperatura d'entrada del refrigerant secundari al circuit ( $T_{b,in} = -9^{\circ}\text{C}$ ) mentre que a la realitat aquest valor varia.

Per una altra banda a la taula 6.2 es compara el flux de calor incident a la capa de gel mitjançant la simulació i les mesures obtingudes amb 4 sensors instal·lats sota la capa de gel (les dos dades pel dia 1 d'Octubre).

	Mesurat ( $\text{W/m}^2$ )	Calculat ( $\text{W/m}^2$ )
Sensor 1	94'9	108'0
Sensor 2	56'6	
Sensor 3	90'6	
Sensor 4	113'0	

Taula 6.2 Validació mitjançant el flux calorífic incident a la capa de gel

Descartant el valor mesurat amb el segon sensor, que es considera erroni per la seva significativa diferencia amb els altres 3, la mitja dels valors mesurats és de  $99'5\text{W/m}^2$ . Aquest valor és només un 8% inferior a la mitja del valor simulat ( $108\text{W/m}^2$ ) i, considerant que les condicions climàtiques no són idèntiques, es jutgen com a vàlids els resultats.

Amb totes aquestes validacions s'arriba a la conclusió que tot el mètode de càlcul emprat és vàlid per a la simulació, llavors, les dades de demanda energètica anuals que s'obtenen del modelatge de la pista es poden utilitzar per tal de dimensionar els equips de subministrament energètic.

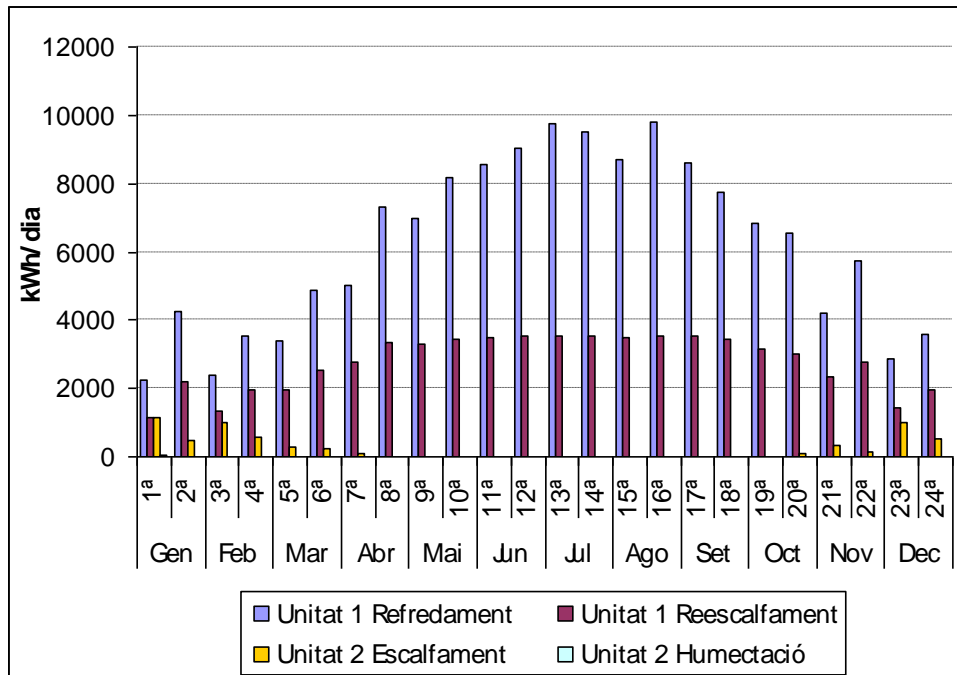
## 6.2 Demanda tèrmica dels elements de consum energètic

En aquest apartat es mostren les demandes de cada sistema i la suma final de les demandes de fred i de calor per separat que s'han obtingut gràcies a la simulació generada per les condicions climàtiques de Barcelona amb el modelatge de la instal·lació explicat al paràgraf 6.1.2. Els resultats del citat modelatge han estat proporcionats per l'equip del doctor Nicolas Galanis i, amb aquests, s'han pogut calcular les demandes dels diferents elements de la instal·lació.

Com era d'esperar, les demandes tèrmiques dels diferents elements, tant de fred com de calor, depenen del dia de l'any i de l'hora.

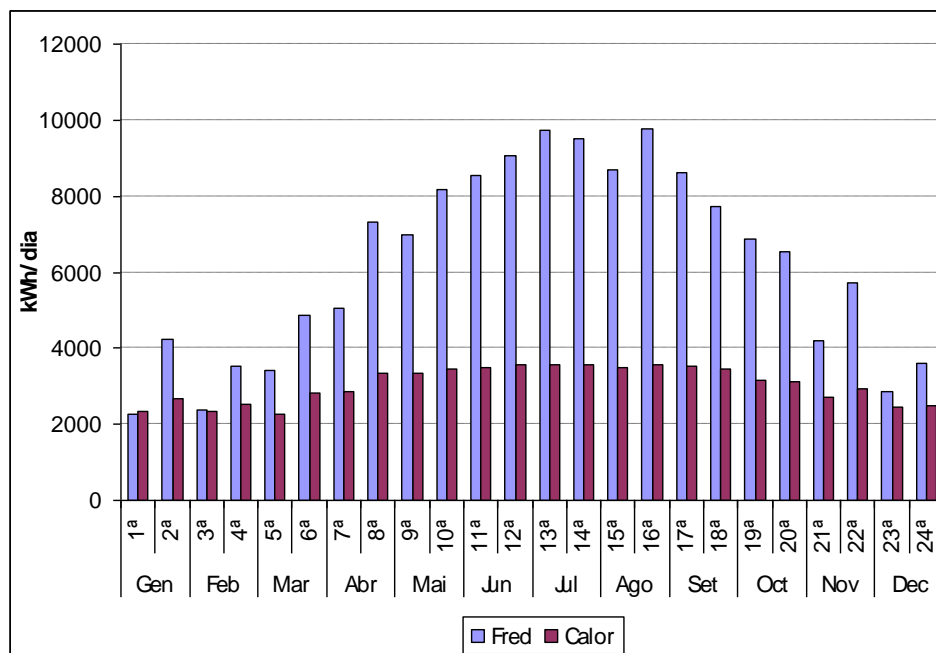
### 6.2.1 Sistema de ventilació

El sistema de ventilació és el major consumidor energètic de tota la instal·lació degut a que ha de mantenir una certa temperatura en tot el complex esportiu. Aquest sistema demanda energia tèrmica de fred i calor per a la unitat 1 (Refredament + Reescalfament) i de calor per a la unitat 2 (Escalfament + Humectació).



**Gràfica 6.1 Demandes tèrmiques del sistema de ventilació**

A la gràfica 6.1 s'observen les demandes amb les condicions climàtiques de Barcelona. La demanda de la unitat 1 és molt important i, dins d'aquesta, la demanda per refredament pren la màxima rellevància. Per una altra part, la demanda de la unitat 2 és mínima i, fins i tot, la demanda per humectació és nul·la ja que la humitat relativa de l'aire incident no cau mai per sota del 20%.

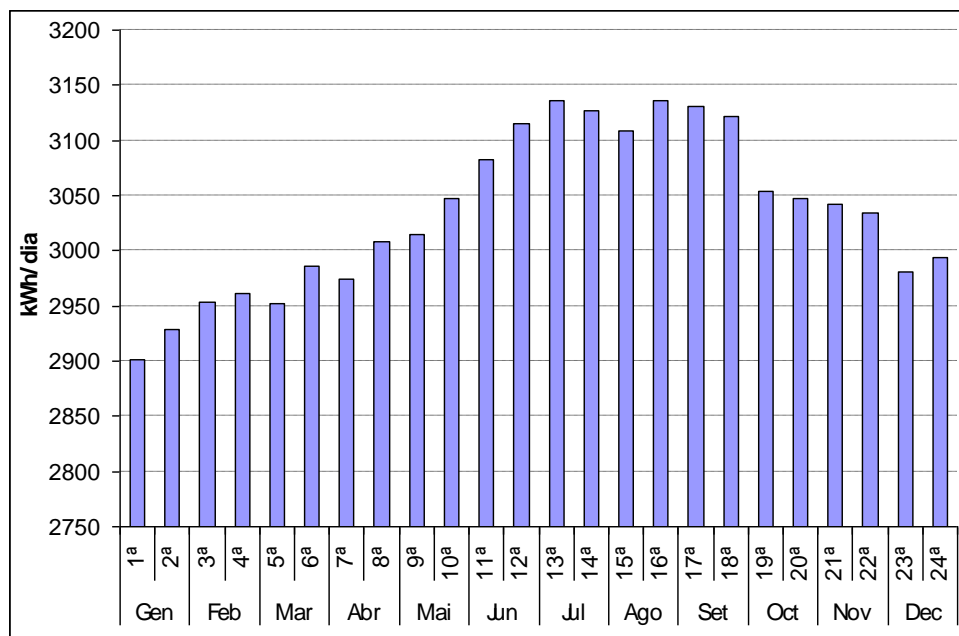


**Gràfica 6.2 Demandes tèrmiques agrupades del sistema de ventilació**

A la gràfica 6.2 s'han agrupat les demandes tèrmiques en dos grups (fred i calor). Com era d'esperar, la demanda tèrmica de fred és molt més important que la de calor en un clima com el de Barcelona i és molt variable tenint els seus punts màxims a l'estiu i mínims al hivern. En quant a la demanda de calor és molt més constant i segueix una tendència similar a la de fred perquè la major part d'aquesta energia s'utilitzarà per reescalfar l'aire que prèviament s'ha refredat a la unitat 1.

### 6.2.2 Sistema refrigerant del subsòl

El sistema refrigerant del subsòl demanda energia tèrmica de fred per a mantenir la capa de gel.

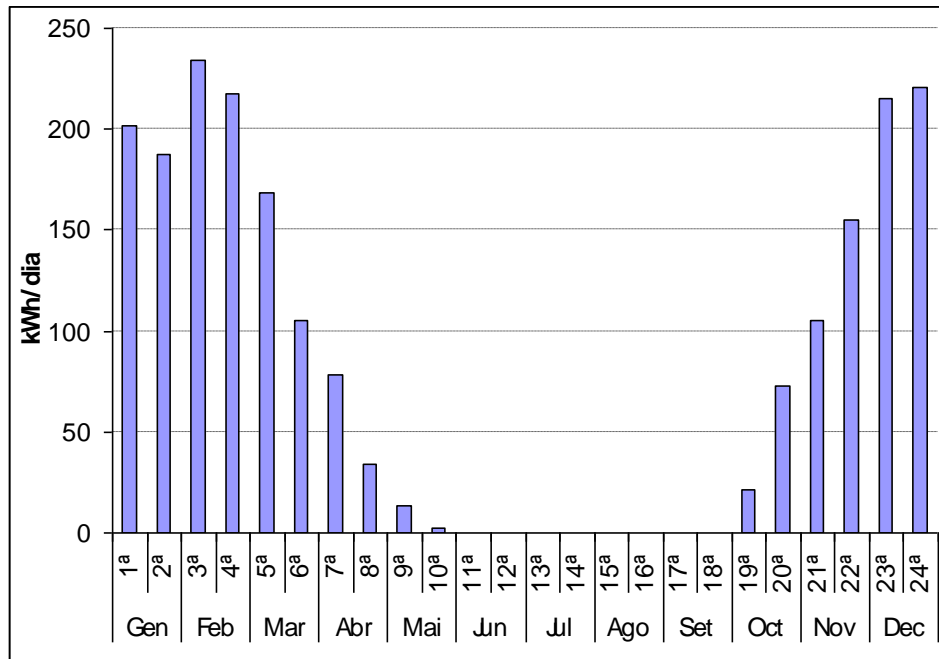


Gràfica 6.3 Demanda tèrmica del sistema refrigerant del subsòl

La demanda energètica és més important a l'estiu que al hivern però, a diferència del sistema de ventilació, no hi ha una gran diferència i la demanda és manté prou constant.

### 6.2.3 Escalfadors de graderies

La demanda dels escalfadors de graderies és relativament baixa comparada amb les anteriors, però s'ha volgut tenir en compte.



**Gràfica 6.4 Demanda tèrmica dels escalfadors de graderies**

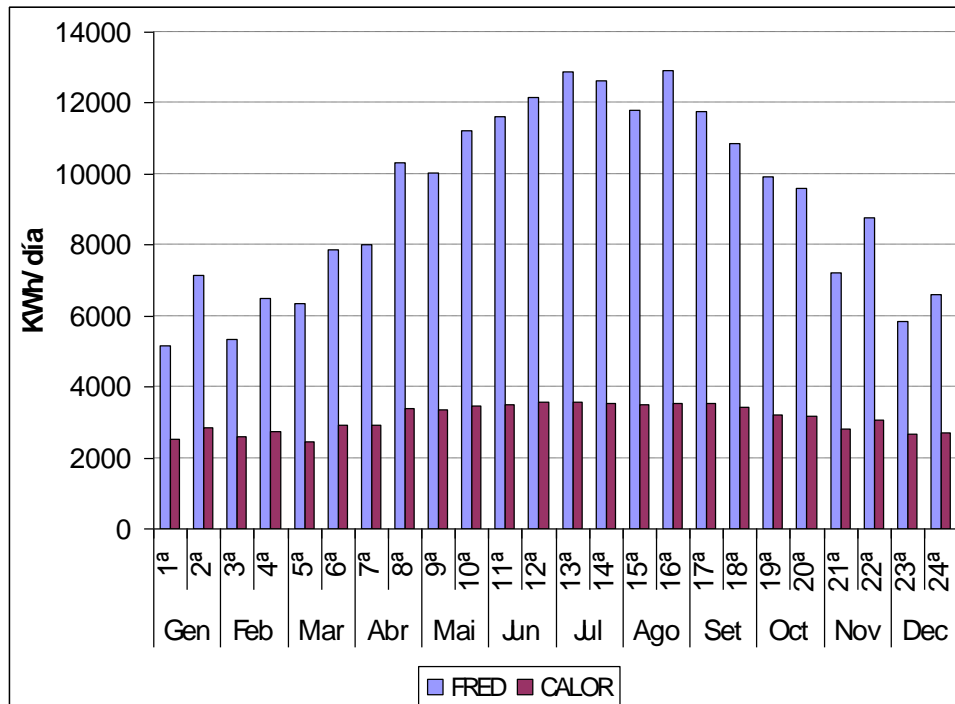
Aquesta demanda és molt variable i té els seus màxims al hivern mentre que durant 4 mesos a l'estiu la demanda és nul·la.

#### 6.2.4 Sistema calefactor del subsòl

La temperatura del subsòl a 4m de profunditat d'un any típic a Barcelona mai cau per sota dels 4°C necessaris perquè s'activi aquest sistema, per tant, aquesta instal·lació no serà requerida en la pista de gel de l'estudi.

#### 6.2.5 Demandes de fred i de calor totals

Per tal de saber la demanda total del centre esportiu, s'han de sumar totes les demandes de calor per una banda i les de fred per una altra. Com s'intuïa i s'observa a la gràfica 6.5, la demanda total segueix una tendència molt semblant a la demanda de ventilació ja que és la que exigeix més energia tèrmica tot i que la demanda refrigerant del subsòl incrementa la demanda de fred de manera perceptible. Per una altra banda, la demanda necessària per escalfar les graderies es quasi bé imperceptible.



Gràfica 6.5 Demandes de fred i calor totals

### 6.3 Legislació actual

El foment de la cogeneració i trigeneració d'alta eficiència és una prioritat per als governs de la UE pels beneficis que aquests ofereixen respecte l'estalvi d'energia primària (PES), l'eliminació de les pèrdues a la xarxa i la reducció d'emissions, ajudant al compliment del protocol de Kyoto. A més, la utilització eficaç de la energia mitjançant aquests procediments contribueix a la seguretat i diversificació de l'abastiment energètic i a la situació competitiva de la indústria. Per aquest motiu, els governs europeus garanteixen la venda d'electricitat provinent de cogeneració/trigeneració a preus significativament superiors als de mercat. [27] [2]

En el cas espanyol, la cogeneració s'inclou en el anomenat règim especial que va començar-se a legislar al 1980 amb la "Ley de Ordenación del Sector Eléctrico". A partir de la llei 54/1997 del sector elèctric i el seu desenvolupament normatiu, s'han produït una sèrie de modificacions en la regulació i el marc retributiu plasmades en els successius Reial Decrets 2818/1998, 436/2004 i, per últim, en el Reial Decret 661/2007. Per una altra part, la Directiva Europea 2004/8/CE relativa a la cogeneració sobre la base de demanda de calor útil en el mercat intern de l'energia, va ser transposada al règim jurídic nacional mitjançant el Reial Decret 616/2007. A partir d'aquests decrets es desenvolupen

modificacions i actualitzacions dels peatges d'accés i de les tarifes i primes a instal·lacions de règim especial.

### 6.3.1 Reial Decret 616/2007

El Reial Decret 616/2007, de l'11 de Maig de 2007, incorpora la directiva europea 2004/8/CE sobre el foment de la cogeneració a la legislació pròpia de l'estat espanyol.

El citat Reial Decret té com a objectiu el foment de la cogeneració d'alta eficiència basat en la demanda de calor útil i en l'estalvi de PES. Per a considerar-se una cogeneració d'alta eficiència, aquesta haurà d'aportar un PES positiu si es tracta d'una instal·lació amb una potència màxima inferior a 1MW<sub>e</sub> i un PES superior al 10% per a potències superiors. El compliment d'aquesta eficiència està molt condicionada per l'eficiència elèctrica del motor, la relació calor/electricitat i la grandària i distribució de les càrregues tèrmiques. Aquest últim punt és important ja que només les càrregues tèrmiques útils contribuiran a la millora del PES. [28]

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_E}{Ref_E} + \frac{\eta_V}{Ref_V}} = 1 - \frac{1}{\frac{En_E/En_F}{0'525} + \frac{En_H + En_C/En_F}{0'9}}$$

Expressió 6.13 Estalvi d'Energia Primària (PES) [28]

### 6.3.2 Reial Decret 661/2007

El Reial Decret 661/2007, del 25 de Maig de 2007, estableix el règim jurídic i econòmic de la producció d'energia elèctrica en règim especial i la determinació de primes que complementin el règim retributiu.

#### 6.3.2.1 Requisits per la inserció al règim especial

Per a poder beneficiar-se dels avantatges d'aquest règim, el rendiment elèctric equivalent (REE) de la instal·lació haurà de ser superior, en promig anual, a un mínim estipulat segons el tipus de combustible.

$$REE = \frac{En_E}{En_F - (En_H + En_C)/Ref_H}$$

Expressió 6.14 Rendiment Elèctric Equivalent [29]

Per conèixer el valor de Ref<sub>H</sub> s'ha de mirar la "Decisió de la Comissió" del 21 de Desembre de 2006. [38]

Tipus de combustible	REE (%)
Combustibles líquids en centrals amb calderes	49
Combustibles líquids en motors tèrmics	56
Combustibles sòlids	49
Gas natural y GLP en motors tèrmics	55
Gas natural y GLP en turbines de gas	59
Altres tecnologies i/o combustibles	59
Biomassa de procedència agrícola o forestal	30
Biomassa i/o biogàs d'abocadors, productes en digestió anaeròbica, biocombustibles o fems	50

Taula 6.3 REE mínim segons combustible [29]

Per les instal·lacions amb una potència inferior a  $1\text{MW}_e$ , el valor del REE mínim serà un 10% inferior als mostrats en la taula 6.3.

#### 6.3.2.2 Règim econòmic

Per vendre producció elèctrica, els titulars de les instal·lacions hauran d'escollir entre dos opcions:

- Vendre-la a una tarifa regulada que consisteix en una quantitat fixa, única per a tots els períodes de programació, que es determinarà en funció de la categoria, grup i subgrup al que pertany la instal·lació i de la potència instal·lada i antiguitat de la mateixa. Si la instal·lació proporciona una potència elèctrica igual o inferior a  $1\text{MW}_e$  s'haurà d'acollir obligatòriament a aquesta tarifa.
- Vendre-la al mercat lliure. Si s'escull la segona opció, la retribució econòmica vindrà condicionada pel preu lliurement negociat amb l'adició d'una prima que es determinarà en funció de la categoria, grup i subgrup al que pertany la instal·lació i de la potència instal·lada i antiguitat de la mateixa.

El titular podrà canviar d'opció escollida segons el que més li convingui per períodes no inferiors a un any. A més, podrà vendre electricitat a través d'una línia directa sense que se li apliqui les condicions del règim econòmic citat.

#### 6.3.2.3 Complementos econòmics

Les instal·lacions es poden acollir a complements econòmics de diferent índole segons diferents criteris descrits al Reial Decret en qüestió.



### 6.3.2.3.1 Complement per eficiència

Les instal·lacions podran percebre un complement econòmic per eficiència. Aquest serà únicament aplicable sobre l'energia cedida al sistema a través de la xarxa basat en un estalvi de PES incremental. La quantia d'aquest complement serà calculat amb l'expressió 6.15.

$$\text{Complement per eficiència} = 1'1 \cdot \left( \frac{1}{REE_{min}} - \frac{1}{REE_i} \right) \cdot C_m$$

Expressió 6.15 Complement per eficiència [29]

### 6.3.2.3.2 Complement per energia reactiva

Les instal·lacions també podran percebre un complement econòmic per energia reactiva. Aquest, s'estableix com un percentatge sobre un valor fixat en funció del factor de potència amb el que s'entrega l'energia. Aquest valor es revisat anualment.

Tipus de factor de potència	Factor de potència	Bonificació (%)		
		Punta	Pla	Vall
Inductiu	FP<0'95	-4	-4	8
	0'96>FP≥0'95	-3	0	6
	0'97>FP≥0'96	-2	0	4
	0'98>FP≥0'97	-1	0	2
	1'00>FP≥0'98	0	2	0
	1'00	0	4	0
Capacitiu	1'00>FP≥0'98	0	2	0
	0'98>FP≥0'97	2	0	-1
	0'97>FP≥0'96	4	0	-2
	0'96>FP≥0'95	6	0	-3
	FP<0'95	8	-4	-4

Taula 6.4 Complement per energia reactiva [29]

### 6.3.2.3.3 Complement per discriminació horària

El propietari de les instal·lacions que venguin l'energia elèctrica a tarifa regulada també es podran acollir, en caràcter voluntari, a aquest complement que modifica el preu de venda. La tarifa es multiplica per un factor d'1'37 si l'electricitat es produïda en període punta i per un factor de 0'64 en període vall. [29]

Hivern		Estiu	
Punta	Vall	Punta	Vall
11-21h	21-24h i 0-11h	12-22h	22-24h i 0-12h

Taula 6.5 Horaris de discriminació horària [29]

### 6.3.3 Instruccions tècniques complementàries i resolucions aplicables

- Orde IET/3586/2011, del 30 de Desembre de 2011, per la qual es revisen els peatges d'accés a partir de l'1 de Gener de 2012 i de les tarifes i primes de les instal·lacions de règim especial. [30]
- Resolució del 30 de Desembre de 2011, de la Direcció General de Política Energètica i Mines, on es publiquen les tarifes d'últim recurs del gas natural a partir de l'1 de Gener de 2012. [31]

## 6.4 Selecció de la maquinaria a utilitzar

L'impulsor motriu representa la inversió més elevada i la major font d'ingressos per la venda de l'electricitat. Per aquest motiu, la seva elecció serà l'objectiu principal a l'hora de dissenyar el sistema. En canvi, un lleu sobredimensionament de les refredadores no afectarà molt al disseny òptim de l'impulsor motriu i la gestió d'operació. [2]

### 6.4.1 Selecció de l'impulsor motriu

A l'hora d'escollir l'impulsor motriu s'ha tingut en compte tres punts bàsics per fer la primera tria:

	Motor alternatiu	Turbina de gas	Turbina de vapor	Cicle combinat	Motor Stirling	Pila de combustible
Tecnologia prou madura	Si	Si	Si	Si	No	No
Potència requerida disponible	Si	Si	Si	Si		
Cost d'inversió per a la potència requerida	Competitiva	Competitiva	Massa car	Massa car		

Taula 6.6 Primer procés de tria de l'impulsor motriu

Un cop realitzada la primera tria, ens resten per sospesar els motors alternatius i les turbines de gas, en aquesta última elecció es tenen en compte els següents punts:

	Coefficient d'importància relativa (1-5)	Motor alternatiu (avaluació 1-10)	Turbina de gas (avaluació 1-10)	Observacions
Tecnologia madura amb diversitat de proveïdors	5	10 (50)	8'5 (42'5)	Els motors alternatius estan més distesos al mercat i es pot trobar recanvis més fàcilment
Cost d'inversió per la potència donada	5	10 (50)	6'5 (32'5)	Per la potència donada, els motors alternatius tenen un cost d'inversió inferior
Eficiència elèctrica (%)	5	10 (50)	8 (40)	L'eficiència elèctrica dels motors alternatius és superior
Eficiència tèrmica (%)	3	10 (30)	10 (30)	Ambdós tenen una eficiència tèrmica semblant
Relació electricitat/calor	5	10 (50)	10 (50)	Ambdós tenen una relació electricitat/calor semblant
Emissions	3	8'5 (25'5)	10 (30)	Les emissions de les turbines de gas són inferiors

<b>Temps d'arrencada</b>	<b>5</b>	<b>10 (50)</b>	<b>6 (30)</b>	<b>L'arrencada dels motors alternatius és molt més curta</b>
<b>Cost de manteniment (\$/kWhe)</b>	<b>4</b>	<b>7'5 (30)</b>	<b>10 (40)</b>	<b>El cost de manteniment de les turbines de gas és inferior</b>
<b>Puntuació final</b>		<b>335'5</b>	<b>295</b>	

**Taula 6.7 Segon procés de tria de l'impulsor motriu**

L'impulsor motriu idoni per la nostra planta, segons la taula 6.7, és el motor alternatiu. Aquest és el més comú per a instal·lacions d'escala petita [3]. Dins dels motors alternatius, s'ha escollit un d'encesa provocada (cicle Otto) amb gas natural com a combustible pels següents motius:

- És el tipus de tecnologia més estesa per instal·lacions de cogeneració/trigeneració i, per tant, a més de ser una tecnologia més madura es poden trobar més proveïdors per analitzar diferents pressupostos i buscar futurs recanvis.
- Tenen un cost de manteniment inferior als Dièsel.
- Els sistemes de recuperació de calor poden extreure més temperatura dels gasos provinents del cicle Otto. Això és degut a que aquests gasos d'escapament poden sortir a menys temperatura perquè el punt de rosada de l'àcid als fluxos d'escapament dels combustibles gasosos es troba a una temperatura inferior que la dels líquids i, com és lògic, els precipitats d'aigua i àcids corroïrien el intercanviador.
- Els motors de cicle Otto operant amb combustibles com el gas natural produeixen menys emissions nocives a l'atmosfera que els Dièsel amb combustibles líquids.

### 6.4.2 Selecció de la refredadora

El tipus de tecnologia idoni per la refredadora de la nostra instal·lació és la d'absorció pel següents motius:

- És el tipus de tecnologia més estesa per instal·lacions de trigeneració i, per tant, a més de ser una tecnologia més madura es poden trobar més proveïdors per analitzar diferents pressupostos i buscar futurs recanvis.
- És el tipus de tecnologia que obté més eficiència.

- L'altra tecnologia disponible (adsorció) presenta potències molt petites. Llavors, per aconseguir la potència desitjada a la nostra planta, s'haurien de disposar d'una multitud d'aparells en paral·lel que encaririen profundament la instal·lació.

Respecte la tecnologia d'absorció, també s'ha de decidir quina serà la parella absorbent-refrigerant. En el cas en qüestió, no hi ha discussió ja que el cicle de bromur de liti mai aconseguirà temperatures d'evaporació inferiors als 4°C i, tal com han assegurat experts en la matèria, per obtenir temperatures de -9°C al circuit secundari es necessita una temperatura d'evaporació d'uns -14°C. Aquesta temperatura d'evaporació es pot aconseguir amb el cicle aigua-amoníac, llavors, s'haurà de triar entre diferents configuracions amb aquesta parella absorbent-refrigerant. [32]

Les configuracions que s'han pres en consideració són:

- Instal·lar una refredadora de simple efecte.
- Instal·lar una refredadora de doble efecte.
- Instal·lar una refredadora amb cicle GAX.

Aquestes configuracions donaran lloc a resultats àmpliament diferents. Per aquest motiu, s'ha cregut convenient l'estudi comparatiu de les tres tecnologies per obtenir la configuració òptima.

## 7 Dimensionat de la planta

El disseny d'una instal·lació de trigeneració és complicat ja que interactuen diversos aspectes com la demanda energètica irregular, la configuració de la planta, el dimensionat de l'equip, la gestió d'operació, el preu de l'energia, la legislació... Tots aquests paràmetres s'han de tenir en compte alhora, cosa que complica l'elecció d'un mètode general de configuració, dimensionat i gestió de la planta.

### 7.1 Elecció del mètode de dimensionat

En els últims anys, s'han realitzat multitud d'estudis del rendiment de plantes de cogeneració/trigeneració de diferents tamanyes, de diferents estratègies d'operació i, últimament, de millora dels mètodes de disseny. En aquests estudis, han estat analitzades diferents configuracions de plantes de cogeneració amb simulacions dinàmiques per adquirir coneixements i s'han comparat els rendiments obtinguts quan es varien paràmetres de dimensió o econòmics.

Una aproximació comuna és utilitzar models basats en programació lineal o no lineal entera mixta i models basats en programació lineal de models termoeconòmics. A més d'aquests, últimament s'han desenvolupat models que analitzen les corbes anuals de demandes tèrmiques per dimensionar els impulsors primaris i les hores d'operació anuals. El model més senzill amb aquesta última filosofia és el basat amb el mètode del rectangle màxim.

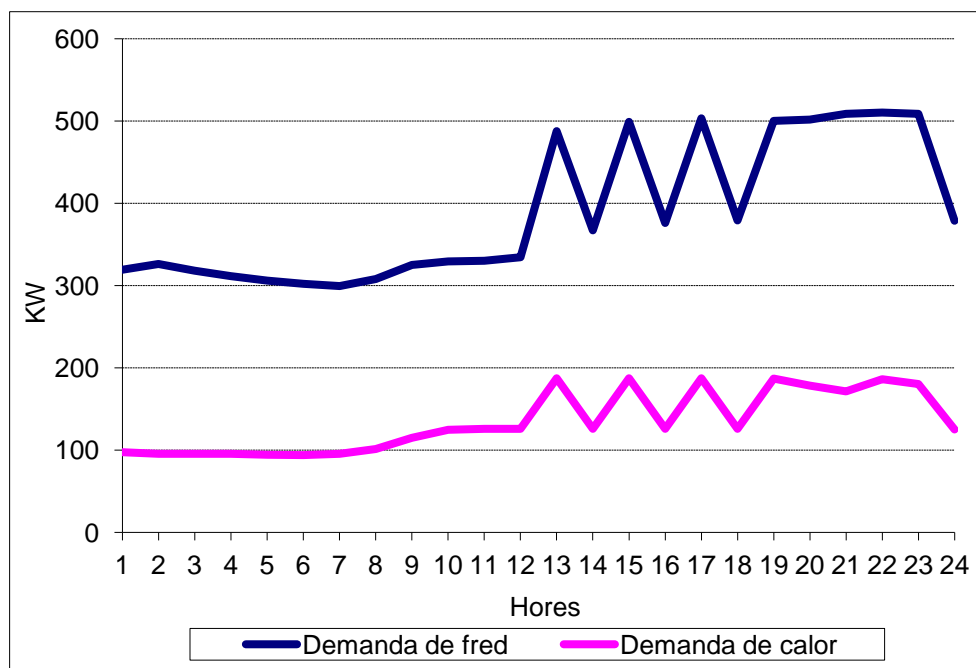
- Models basats en programació lineal o no lineal mixta: Mètode que busca l'operació i configuració òptima per unes demandes donades i uns contextos econòmics minimitzant els costos anuals d'operació.
- Models basats en programació lineal de models termoeconòmics: Mètode que busca la configuració òptima que minimitza el cost exegètic. Amb això s'aconsegueix combinar consideracions econòmiques i energètiques conjuntament.
- Models basats en el mètode del rectangle màxim: Mètode que busca la major producció tèrmica possible amb una recuperació total del calor generat. Recents estudis indiquen que aquest mètode es millora si s'estén el període d'operació al llarg de l'any o si es condiciona l'extensió del període anual d'operació a aquelles situacions on es garanteix el PES mínim. Aquest mètode ens facilita un senzill mitjà per fer un estudi preliminar de la planta i té el gran avantatge d'adequar-se perfectament a la legislació espanyola ja que facilita el disseny quan les instal·lacions de cogeneració/trigeneració es poden acollir a una venda subvencionada de l'electricitat produïda. [2]

### 7.1.1 Mètode del rectangle màxim

Aquest mètode es basa en la construcció d'un rectangle que informa de la cobertura que aporta la planta al sistema amb les dades de potència tèrmica del motor i el número d'hores anuals de funcionament.

Per a la correcta aplicació del mètode s'han de seguir els següents passos:

- 1- S'ha de determinar les demandes tèrmiques horàries anuals, tant de fred com de calor. A la gràfica 7.1 s'observa les demandes tèrmiques de fred i calor d'un dia obtingudes amb el modelatge de la instal·lació del paràgraf 6.1.2.



Gràfica 7.1 Demanda tèrmica d'un dia

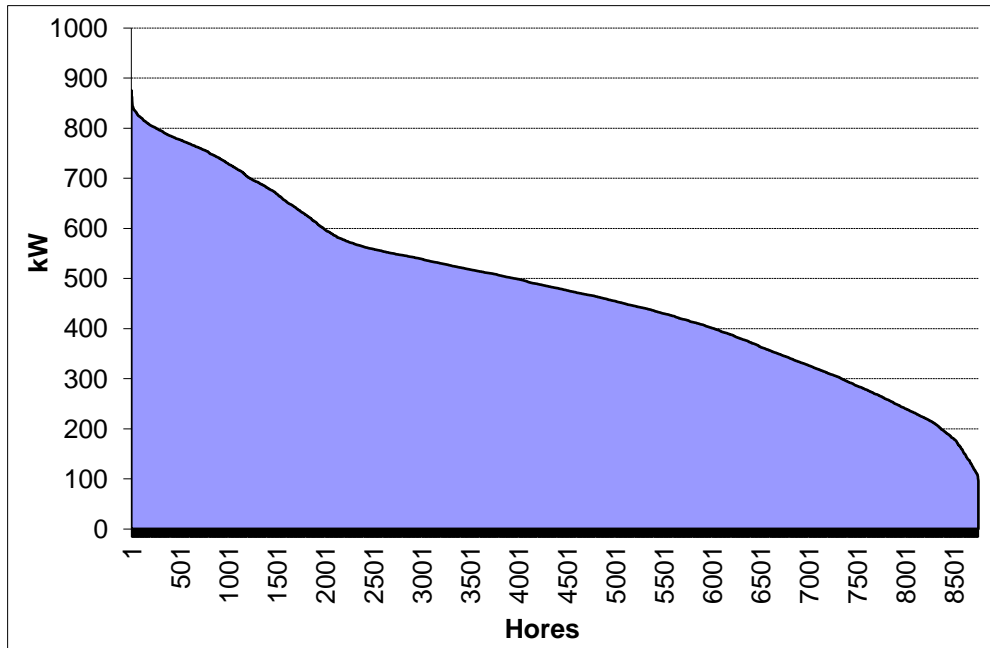
- 2- Mitjançant l'expressió 7.1, s'obté la demanda tèrmica agregada. Aquesta demanda serà la suma de les demandes directes de calefacció i de les demandes indirectes de refrigeració.

La demanda tèrmica de refrigeració dependrà de la càrrega de refrigeració necessària i de la eficiència de la màquina d'absorció per produir refrigeració a partir del fluid calent. Per aquest motiu, és molt important l'eficiència de la màquina d'absorció en plantes amb fortes demandes de refrigeració ja que una bona eficiència disminuirà notablement la demanda tèrmica agregada.

$$Dem_{TH} = Dem_H + \frac{Dem_C}{COP_C}$$

Expressió 7.1 Demanda tèrmica agregada [2]

- 3- La demanda tèrmica agregada s'ordena en ordre decreixent per a totes les hores de l'any. A la gràfica 7.2 s'observa un exemple.



Gràfica 7.2 Demanda tèrmica agregada (ATD)

- 4- Un cop tenim la demanda tèrmica agregada ordenada, es procedeix a la construcció del rectangle. Aquest rectangle pot ser dissenyat de diferents maneres depenent de l'aplicació final del sistema. Aquest disseny pot ser horitzontal, vertical o una combinació d'ambdós de creació més recent:
- **Disseny horitzontal:** En aquest tipus de disseny, es parteix d'un impulsor motriu donat. El problema en aquesta situació es redueix a decidir el número d'hores que la planta haurà d'operar anualment. Aquest és el cas, per exemple, d'adaptar una planta existent a una de cogeneració/trigeneració amb venda d'electricitat. En aquestes circumstàncies, l'alçada del rectangle (potència de la màquina) romandrà fixada i s'actuarà en la llargada del mateix (hores anuals de funcionament).
  - **Disseny vertical:** En aquest tipus de disseny, es parteix d'una planificació operativa i amb aquesta es dimensiona l'impulsor motriu. Aquest és el cas, per exemple, d'unes oficines amb un calendari laboral determinat. Llavors, en aquest cas, està fixada la llargada del rectangle i s'actua sobre l'alçada del mateix.
  - **Disseny combinat:** En aquesta situació, que és la més comuna, és dissenyarà alhora l'equip i la planificació operativa. Combinant les conclusions a que s'arriba amb el disseny horitzontal i el vertical alhora, s'arriba a diferents solucions que s'hauran de sospesar. [2]



Llavors, duent a terme un disseny combinat, el primer pas a realitzar és escollir motors amb potències distribuïdes entre el rang de potència 0 i pic amb una diferència petita entre cadascun (de l'ordre de 5 kW).

Per cada motor i mitjançant diferents planificacions operatives (explicades al paràgraf següent), s'obtindran el valor del número d'hores que els motors en qüestió treballaran a càrrega nominal per cada tipus de planificació.

Un cop sabudes les dades de potència nominal dels motors i les hores de treball, es pot dibuixar un rectangle de cadascun sobre la corba de demanda tèrmica. A la gràfica 7.4 s'observa un exemple on, mitjançant la construcció del rectangle, es pot diferenciar la demanda tèrmica coberta per la planta, l'energia que es dissipa al medi i la demanda tèrmica que s'haurà de cobrir amb un altre sistema. Aquesta demanda no coberta és deguda a que s'excedeix la potència tèrmica de la planta (àrea per sobre del rectangle) o a que la planta no està activa en aquell moment perquè la demanda tèrmica és molt baixa i es dissiparia massa energia (àrea a la dreta del rectangle).

- 5- Entre tots els rectangles dibuixats, s'escull aquell que aconseguixi complir millor l'estratègia de control aplicada (explicades a l'apartat 7.2).
- 6- Finalment es dimensiona la refredadora tenint en compte les demandes de fred i el calor que es pot recuperar per tal de produir-lo.

## 7.2 Estratègies de gestió del mètode del rectangle màxim

Per un estudi general dels beneficis energètics es poden formular diferents criteris d'avaluació. Els més coneguts són:

- El factor d'utilització de l'energia (FUE), basat en el primer principi de la termodinàmica.

$$FUE = \frac{En_e + En_{TH}}{En_F}$$

**Expressió 7.2 Factor d'utilització de l'energia [33]**

- L'eficiència tèrmica artificial.

$$ATE = \frac{En_e}{En_F - \frac{En_{TH}}{\eta_V}}$$

**Expressió 7.3 Eficiència tèrmica artificial [33]**

- El coeficient d'estalvi de combustible.

$$FESR = 1 - \frac{En_F}{En_{TH}/\eta_V + En_e/\eta_e}$$

**Expressió 7.4 Coeficient d'estalvi de combustible [33]**

- L'eficiència exergètica.

$$ExEff = \frac{En_e + Ex_{TH}}{Ex_F}$$

**Expressió 7.5 Eficiència exergètica [33]**

Cada un dels paràmetres citats considera un aspecte del flux d'energia negligint els altres i el seu estudi per separat finalitza en conclusions diferents. A més, aquests paràmetres no són apropiats per l'estudi de la planta ja que són normalment calculats per períodes de temps llargs i no contemplen els efectes de les diverses maneres de dirigir una instal·lació d'aquest tipus. Quan es dirigeix aquest tipus de plantes, no es pot determinar una variable a partir d'un coeficient calculat per una única condició de càrrega ja que s'arribarà a conclusions no vàlides causades per la variabilitat de les demandes elèctriques i tèrmiques i de la seva relació.

Llavors, sembla adient l'avaluació dels paràmetres pas a pas, escollint la millor estratègia en cada moment i després triar la instal·lació. Per aquest motiu, les estratègies més adients seran:

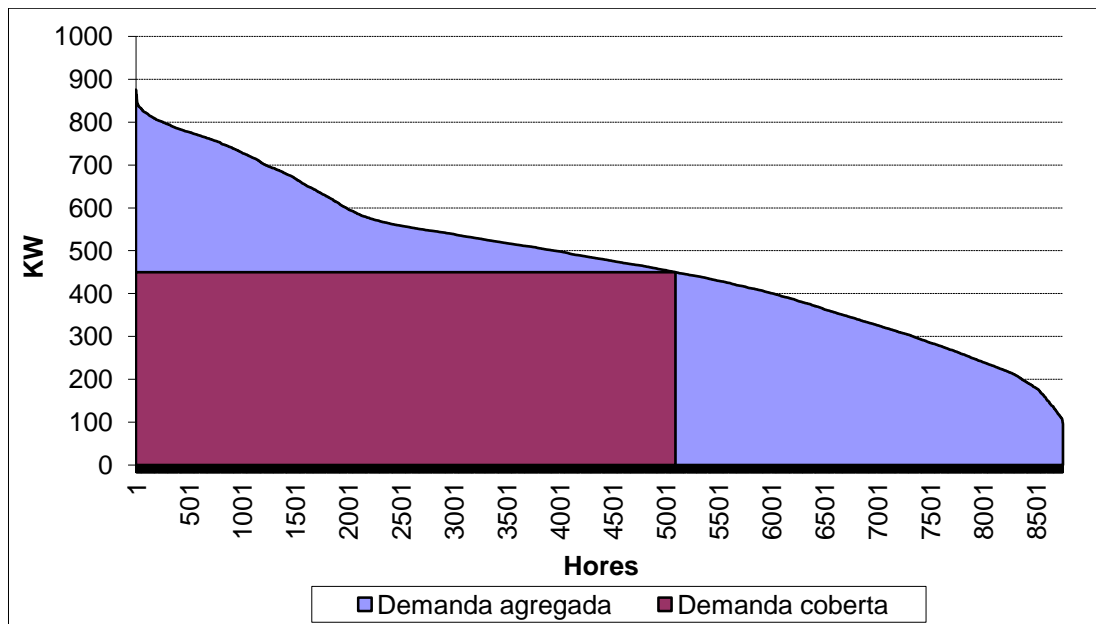
- El control de la demanda tèrmica (TDM) que es basa en fer treballar la maquinaria per seguir la demanda tèrmica.
- El control de l'estalvi d'energia primària (PES) que es basa en aconseguir els estalvis energètics més gran possibles durant el cicle de vida de la planta.

Llavors, diferents criteris d'avaluació basats en el PES hauran de ser combinats amb paràmetres d'aprofitament (TDM) perquè l'anàlisi purament econòmic o energètic conduirà a resultats erronis. [33]

## **7.2.1 Estratègia de Control de la Demanda Tèrmica (TDM)**

El control de la demanda tèrmica s'enfoca a fer funcionar la planta quan la corba de demanda tèrmica és, com a mínim, igual que la producció calorífica de l'impulsor. Per tant, amb aquesta estratègia no existirà energia tèrmica dissipada al medi. Considerant que l'electricitat produïda en excés es pot vendre a la xarxa i que l'energia tèrmica en excés no es pot aprofitar de cap manera, aquesta sembla, en principi, la millor estratègia. Conseqüentment, en la construcció dels diferents rectangles per l'aplicació del mètode, senzillament s'escolliran motors

amb unes potències nominals i es traçaran línies horitzontals fins topar amb la corba de demanda tèrmica.



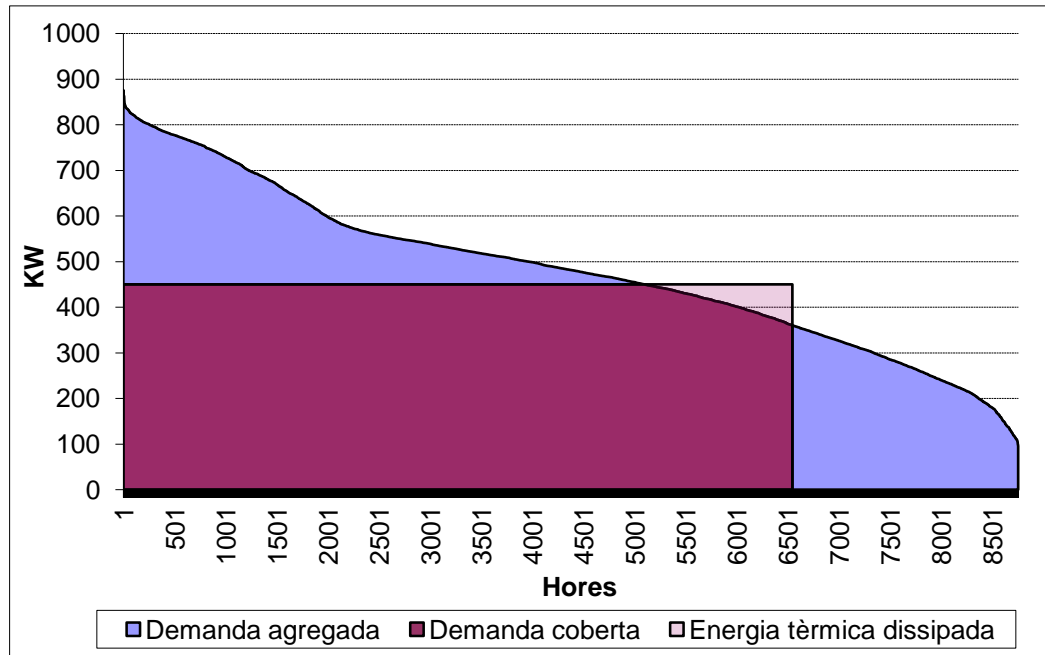
Gràfica 7.3 Estratègia de control de la Demanda Tèrmica

## 7.2.2 Estratègia de control de l'Estalvi d'Energia Primària (PES)

El control de l'estalvi d'energia primària és una estratègia introduïda per E. Cardona i A. Piacentino. Aquests autors demostren que l'estratègia TDM insereix en una disminució del potencial de la planta i introdueixen l'anomenada operació estesa on s'admet que el rectangle sobrepassi la corba de demanda tèrmica i que no s'utilitzi tot el calor generat sempre i quan s'origini un estalvi d'energia respecte un cicle convencional.

Aquesta operació estesa produirà:

- Beneficis econòmics, perquè malgrat que es necessitarà una inversió més gran en el sistema, a la vegada, es produiran guanys majors durant la vida de la planta gràcies a la venda d'electricitat a la xarxa i es cobrirà millor la demanda tèrmica de la instal·lació.
- Reducció en l'eficiència global ja que hi haurà una quantitat d'energia produïda que no serà aprofitada. L'eficiència serà una limitació a l'hora d'augmentar l'àrea del rectangle ja que sempre s'haurà de complir el límit legal marcat pel PES horàriament.



Gràfica 7.4 Estratègia de control de l'Estalvi d'Energia Primària

### 7.2.3 Estratègia de control de l'Estalvi d'Energia Primària Anual (PES Anual)

El control de l'estalvi d'energia primària anual és una estratègia introduïda per S. Martínez-Lera i J. Ballester que parteix de l'estratègia del paràgraf anterior. La diferència amb aquell rau en que aquest s'integra perfectament al marc legislatiu europeu (directiva 2004/8/CE) ja que calcula el PES anualment per a definir el nombre màxim d'hores de treball del motor en condicions nominals. S'ha de tenir present que complir amb aquesta directiva possibilita la venda subvencionada de l'electricitat generada. [34]

La directiva europea, tal com s'ha indicat al paràgraf 6.2.1, imposa un PES mínim que depèn de la potència de la planta de la següent manera:

- PES mínim positiu ( $>0\%$ ) per plantes amb potències de fins a  $1\text{MW}_e$ .
- PES mínim del  $10\%$  per plantes amb potències majors de  $1\text{MW}_e$ .

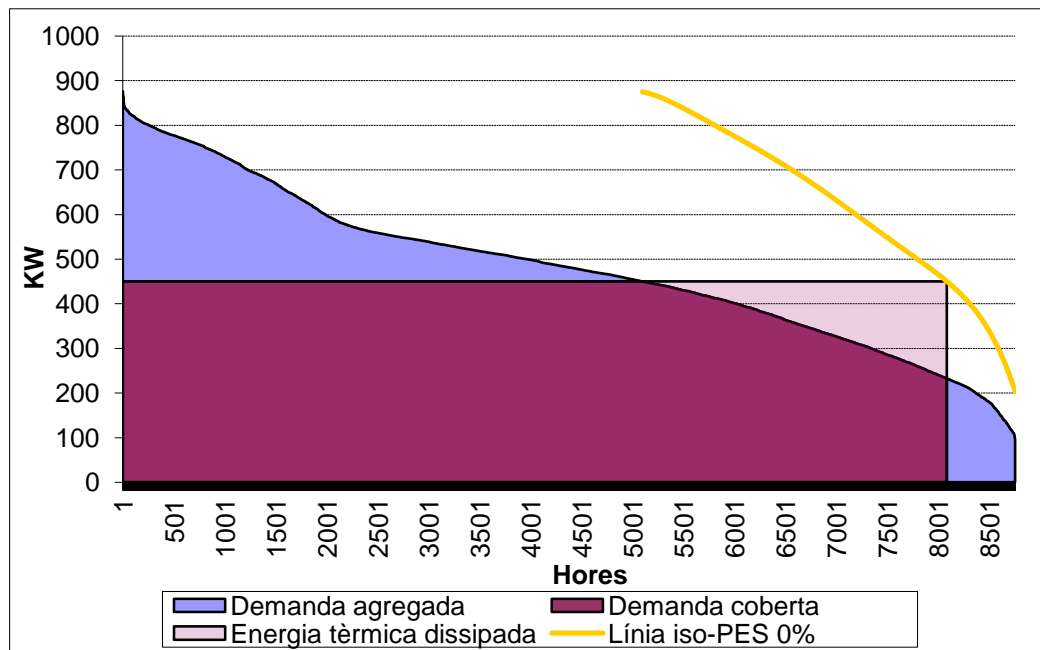
Amb aquestes condicions, es construeixen sobre la corba de demanda tèrmica unes línies que s'anomenen  $\text{ISO-PES}_{\min}$  que marquen aquests PES mínims depenent de la potència instal·lada.

El disseny de la planta, per efecte de la legislació present, estarà orientat a la venda elèctrica i, per tant, només es considerarà la demanda tèrmica ja que tota l'electricitat generada es vendrà a preu subvencionat. Llavors, els rectangles s'estendran fins a tocar les línies  $\text{ISO-PES}_{\min}$  partint de les diferents potències possibles assolint el mínim PES vàlid per normativa ja que:

- És així com es genera més energia elèctrica, i per tant, quan es maximitza el benefici econòmic gràcies a les primes governamentals.
- D'aquesta manera l'impulsor primari, per a una potència donada, proveirà el màxim d'energia tèrmica possible cobrint millor la demanda.

En aquestes circumstàncies, el PES és mínim (dintre de la legalitat) perquè es dissipa més energia al medi (energia que no es pot aprofitar). És per això que la persecució de l'objectiu de maximització econòmica dona cap a resultats àmpliament diferents que els obtinguts amb una maximització de l'estalvi energètic.

Finalment, s'escollirà el rectangle de l'impulsor que maximitzi el benefici econòmic.



Gràfica 7.5 Estratègia de control de l'Estalvi d'Energia Primària Anual

### 7.3 Procediment de dimensionat del cas pràctic

A partir de l'explicació de l'apartat 7.1, s'arriba a la conclusió que el mètode més adient per dissenyar la planta és el del rectangle màxim perquè és senzill i fiable. Dins d'aquest mètode, s'ha decidit utilitzar l'estratègia de control del PES anual perquè maximitza el benefici i s'adequa perfectament a la legislació espanyola com s'ha explicat al paràgraf 7.2.3.

Llavors, com que la totalitat d'energia elèctrica generada a la planta s'exportarà a la xarxa a preu subvencionat, aquesta demanda quedarà en segon pla i es valorarà primer la demanda tèrmica al llarg de l'any.

Observant la legislació espanyola (paràgraf 6.3) s'observa que el RD 616/2007 diferencia l'alta de la baixa eficiència mitjançant el PES però el RD 661/2007 calcula l'estalvi energètic per a poder inscriure una planta com de règim especial mitjançant el REE. En l'estudi realitzat, tal com exigeix l'estratègia de control utilitzada, s'avaluarà la inserció de la planta a règim especial mitjançant el PES ja que sempre serà més restrictiu que el REE i és el mètode utilitzat en la normativa europea 2004/08/CE.

L'impulsor motriu escollit per a la nostra planta és el motor alternatiu. D'aquest s'extreuen fluxos de fluid a alta temperatura (HT) i a baixa temperatura (LT). Aquests fluxos ens permetran obtenir calor i fred a través de les refredadores d'absorció que s'estudiaran. Cada configuració de refredadores ens donaran resultats dispars que s'han d'estudiar detalladament.

En el nostre cas i tal com recomanen Martínez-Lera i Ballester, la planta serà dissenyada per complir la potència tèrmica (TO). Si la càrrega frigorífica obtinguda es superior a la necessària, s'actuarà reduint el sistema d'absorció per adequar-lo al consum.

Per conèixer el rendiment dels motors, la relació entre el calor i electricitat generats i el consum de combustible (FC) es poden utilitzar unes correlacions desenvolupades a partir de dades d'equips comercials reals. Aquestes correlacions tenen la limitació de ser solsment vàlides per potències compreses entre 100 i 3500 kW.

Variable y	Variable x	Correlació	R <sup>2</sup>
EO (kW)	TO (kW)	$y = 6 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 + 0'7401 \cdot x$	0'91
FC (kW)	EO (kW)	$y = -7 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 + 2'727 \cdot x$	0'99

Taula 7.1 Correlacions de potència elèctrica generada i consum de combustible [2]

### 7.3.1 Estimació del PES

El càlcul estricte del PES necessita d'un precís coneixement de l'energia consumida (combustible) i generada (electricitat, calor i fred). Martínez-Lera i Ballester proposen un mètode simplificat per al càlcul del PES (mètode ATD) mitjançant les correlacions de la taula 7.1. Els citats autors demostren que el càlcul simplificat del PES és vàlid ja que, en el seu estudi, només el 6% dels resultats superen un error absolut d'un 1%. En conclusió, a pesar de la simplicitat del procediment emprat i de les seves simplificacions, el mètode de la corba ATD és un sistema vàlid per estimar el PES i constitueix una eina valuosa per dimensionar plantes de trigeneració.

D'acord amb l'expressió 6.1, només ens faltaria saber l'eficiència tèrmica útil per tal d'avaluar el PES. Aquesta és la relació entre l'energia tèrmica útil i l'energia utilitzada provinent del combustible.

$$\eta_V = \frac{En_H + En_C}{En_F}$$

#### Expressió 7.6 Eficiència tèrmica útil [2]

Per a estimar l'energia tèrmica útil basada únicament en una descripció global de la demanda energètica expressada en termes de la corba de demanda tèrmica, s'utilitza el paràmetre  $\alpha$ . Aquest paràmetre informa de la fracció d'energia tèrmica que es utilitza per refrigeració.

$$\alpha = \frac{En_{HC}}{En_{TH}}$$

#### Expressió 7.7 Paràmetre alfa [2]

Per simplificar, es possible suposar que la relació entre l'energia tèrmica necessària amb finalitat de refrigeració i l'energia tèrmica necessària global és semblant a la relació entre les seves demandes com s'observa a l'expressió 7.8.

$$\frac{En_{HC}}{En_{TH}} \simeq \frac{Dem_{HC}}{Dem_{TH}}$$

#### Expressió 7.8 Relació entre energia necessària i demanda [2]

Combinant les expressions 7.1 i 7.8, el paràmetre  $\alpha$  pot ser expressat com s'observa a la expressió 7.9.

$$\alpha = \frac{Dem_C / COP}{Dem_C / COP + Dem_C / \gamma} = \frac{1}{1 + COP \cdot \frac{1 - \gamma}{\gamma}}$$

#### Expressió 7.9 Càlcul del paràmetre $\alpha$ [2]

$$\gamma = \frac{Dem_C}{Dem_H + Dem_C}$$

#### Expressió 7.10 Càlcul del paràmetre $\gamma$ [2]

Finalment, un cop avaluat  $\alpha$ , es pot estimar l'eficiència tèrmica útil del sistema mitjançant l'expressió 7.11.

$$\eta_V = \frac{(1 - \alpha) \cdot En_{TH} + \alpha \cdot En_{TH} \cdot COP}{En_F}$$

#### Expressió 7.11 Càlcul de l'eficiència tèrmica útil [2]

Gràcies a l'expressió 7.11 es pot calcular el PES amb l'expressió 6.1. [2]

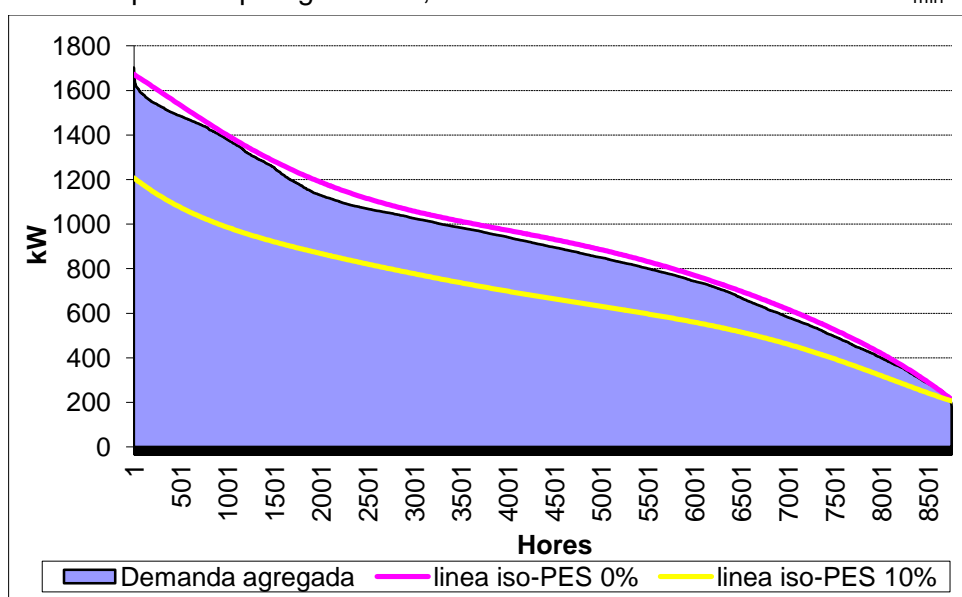
### 7.3.2 Construcció de la línia ISO-PES<sub>mín</sub>

La construcció de la línia ISO-PES<sub>mín</sub> es realitza avaluant iterativament el període d'operació òptim per un rang de potències dels impulsors motrius. Com a resultat, es crea una línia que representa el número d'hores requerit per arribar al límit de PES legal per cada potència tèrmica del motor considerada.

## 7.4 Dimensionat 1: Motor alternatiu amb refredadora d'absorció de simple efecte amb aigua-amoníac

Com a primera opció, s'ha escollit un sistema amb una màquina d'absorció de simple efecte amb amoníac. La refredadora necessitarà arribar a temperatures d'evaporació de  $-14^{\circ}\text{C}$  (tal com s'indica al paràgraf 6.1.1.2) i, per aquestes temperatures, es poden trobar refredadores d'aquesta tecnologia al mercat amb una eficiència de  $\text{COP}=0.5$ .

Amb les dades de demandes tèrmiques i l'eficiència de la refredadora es calcula la demanda agregada tal com indica l'apartat 7.1.1. Per una altra part, mitjançant el mètode explicat al paràgraf 7.3.2, es construeixen les corbes ISO-PES<sub>mín</sub>.



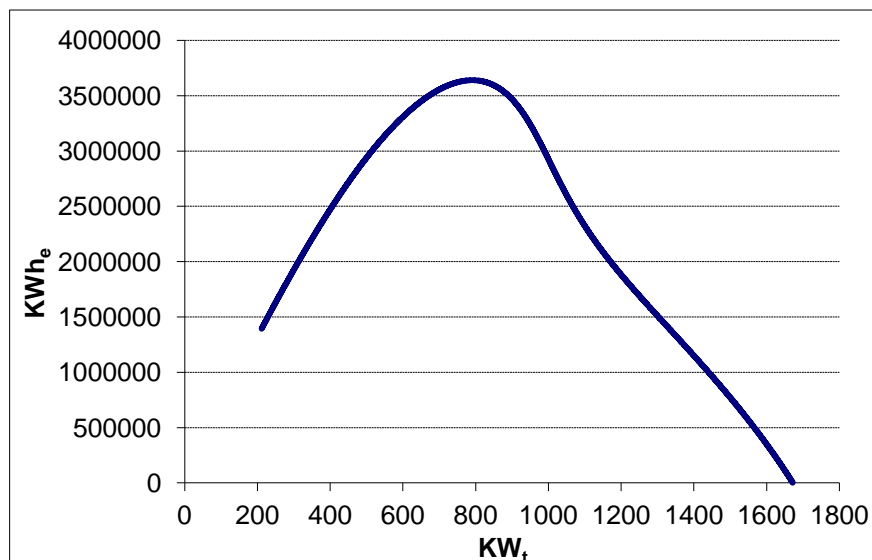
Gràfica 7.6 Demanda tèrmica agregada

### 7.4.1 Dimensionat del motor alternatiu

Tal com s'ha indicat al paràgraf 6.3.1, els càlculs per al dimensionat del motor dependran de la potència elèctrica d'aquest. Llavors, s'ha de dur a terme un càlcul per a potències inferiors o iguals a  $1\text{MW}_e$  i un altre per a potències superiors a  $1\text{MW}_e$ .

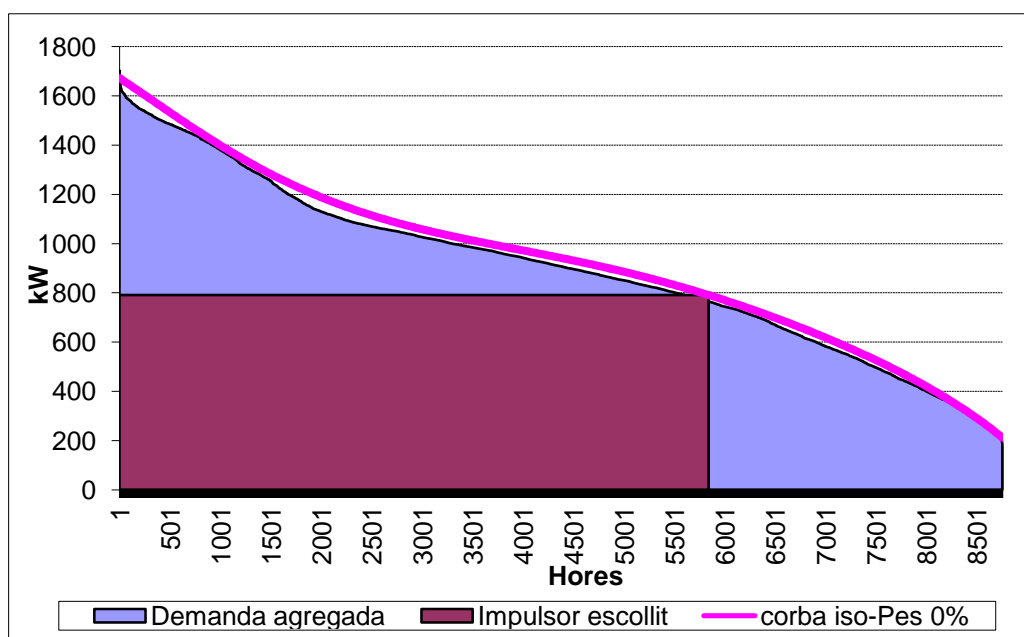


Tal com s'havia explicat, l'estratègia de gestió està enfocada a la venda elèctrica i, per tant, s'ha de buscar el motor que ens permeti produir el màxim d'energia elèctrica possible. A la gràfica 7.7 s'observa l'energia elèctrica generada per cada tipus de motor en el cas de potències inferiors o iguals a  $1\text{MW}_e$ .



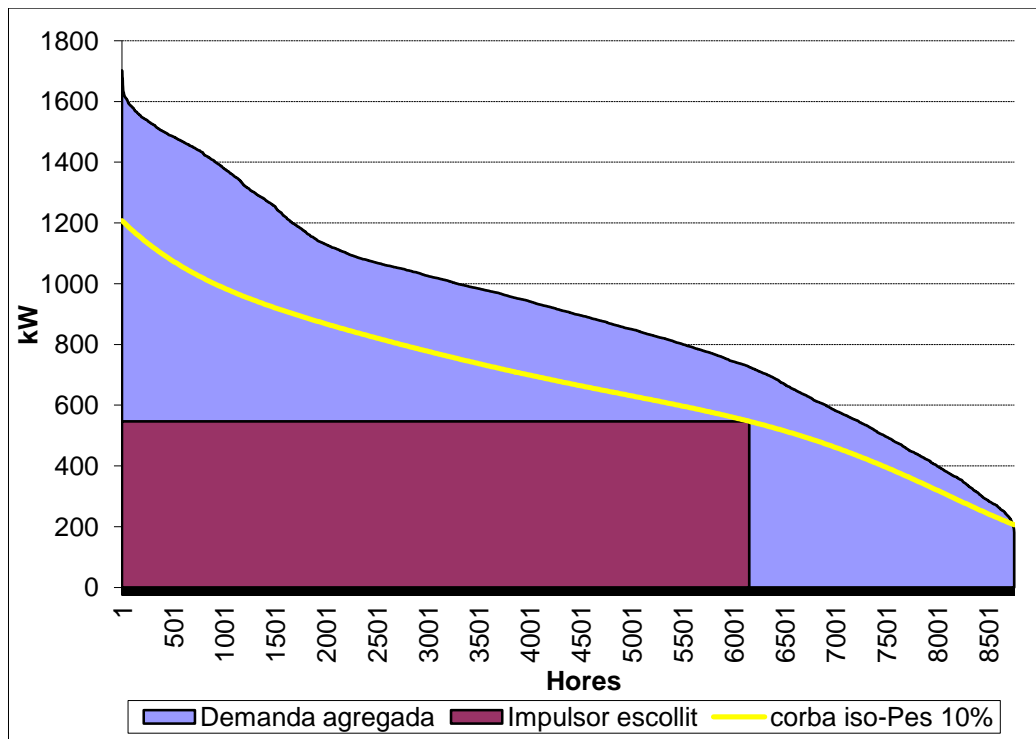
**Gràfica 7.7 Energia elèctrica generada depenent de la potència tèrmica**

Llavors, per potències iguals o inferiors a  $1\text{MW}_e$  i per tal d'obtenir el màxim d'energia elèctrica, s'ha de disposar d'un motor de 790 kW tèrmics. Coneixent la potència del motor i la corba ISO-PES<sub>min</sub> es poden obtenir les hores de funcionament anuals tal com es mostra a la gràfica 7.8.



**Gràfica 7.8 Obtenció de les hores de funcionament del motor per potències no superiors a  $1\text{MW}_e$**

Amb el mateix procediment emprat per a potències iguals o inferiors a  $1\text{MW}_e$  es construeix la gràfica 7.9 que mostra les característiques i hores de funcionament del motor per a potències superiors a  $1\text{MW}_e$ .



**Gràfica 7.9** Obtenció de les hores de funcionament del motor per potències superiors a  $1\text{MW}_e$

Observant la gràfica 7.9 es veu clarament que el motor resultant no arribarà mai a la potència mínima pertinent per aquest càlcul de  $1\text{MW}_e$  (perquè la potència elèctrica generada serà sempre inferior a la tèrmica). Llavors, és incoherent utilitzar aquest motor ja que el càlcul per a potències inferiors a  $1\text{MW}_e$  és menys restrictiu ( $\text{PES}=0\%$  en comptes de  $\text{PES}=10\%$ ) i ens permetrà utilitzar motors més grans que abastiran més energia (tal com mostra la figura 7.8).

Llavors, observant la gràfica 7.8 i amb les correlacions de la taula 7.1 es construeix la taula 7.2 on apareixen les característiques del motor desitjat.

Motor desitjat	
Potència tèrmica ( $\text{kW}_t$ )	790
Potència elèctrica ( $\text{kW}_e$ )	622
Consum de combustible ( $\text{kW}$ )	1.669
Hores de funcionament anuals	5.846

**Taula 7.2** Dades del motor desitjat (sistema 1)

## 7.4.2 Dimensionat de la refredadora d'absorció

La potència de la màquina d'absorció ve condicionada per la potència tèrmica aportada pel motor. Conseqüentment, amb les dades del motor alternatiu seleccionat es dimensiona la refredadora.

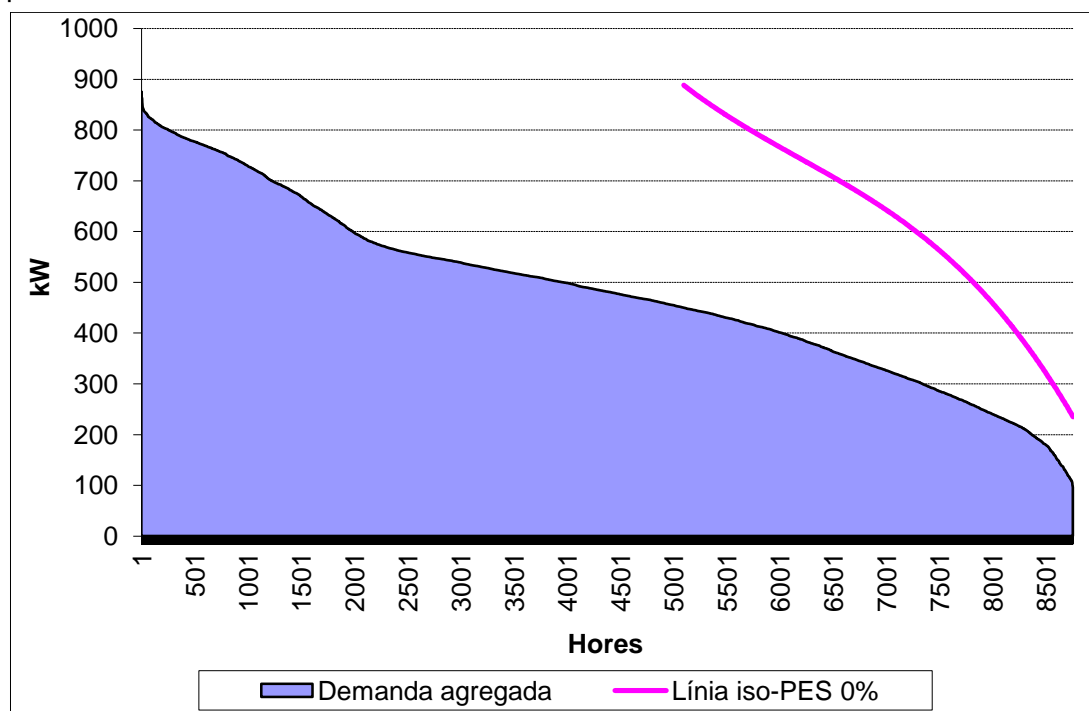
Refredadora desitjada	
Potència tèrmica (kW <sub>t</sub> )	790
COP	0'5
Potència de refrigeració (kW <sub>c</sub> )	395

Taula 7.3 Dades de la refredadora desitjada (sistema 1)

## 7.5 Dimensionat 2: Motor alternatiu amb refredadora d'absorció de doble efecte amb aigua-amoniac

Com a segona opció, s'ha escollit un sistema amb una màquina d'absorció de doble efecte amb amoníac. A diferència de la primera opció, es poden trobar al mercat refredadores d'aquesta tecnologia que arribin a la temperatura d'evaporació desitjada amb una eficiència de COP=1'1.

Amb la mateixa metodologia emprada a la primera opció, es realitzen els càlculs per tal de dimensionar el sistema.

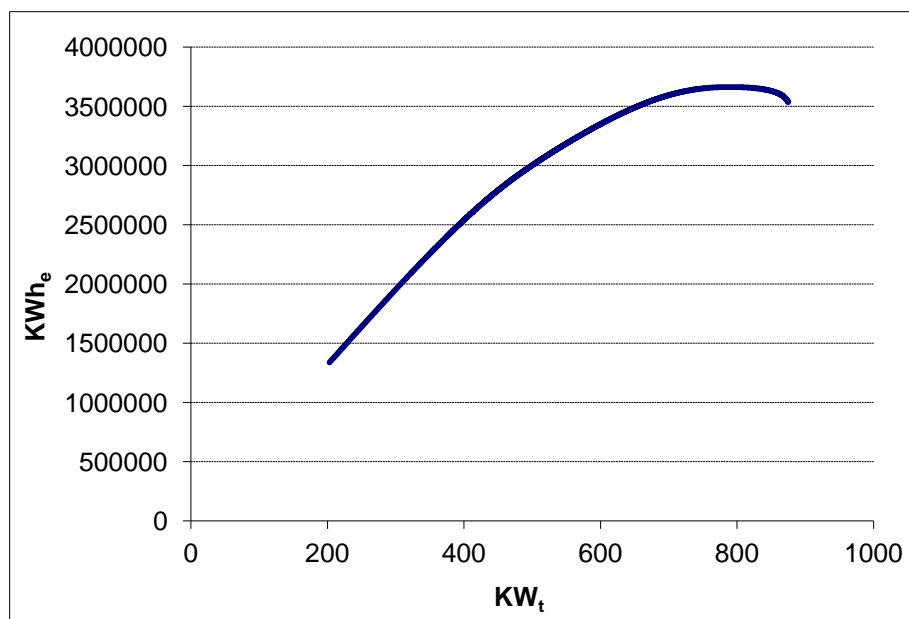


Gràfica 7.10 Demanda tèrmica agregada

## 7.5.1 Dimensionat del motor alternatiu

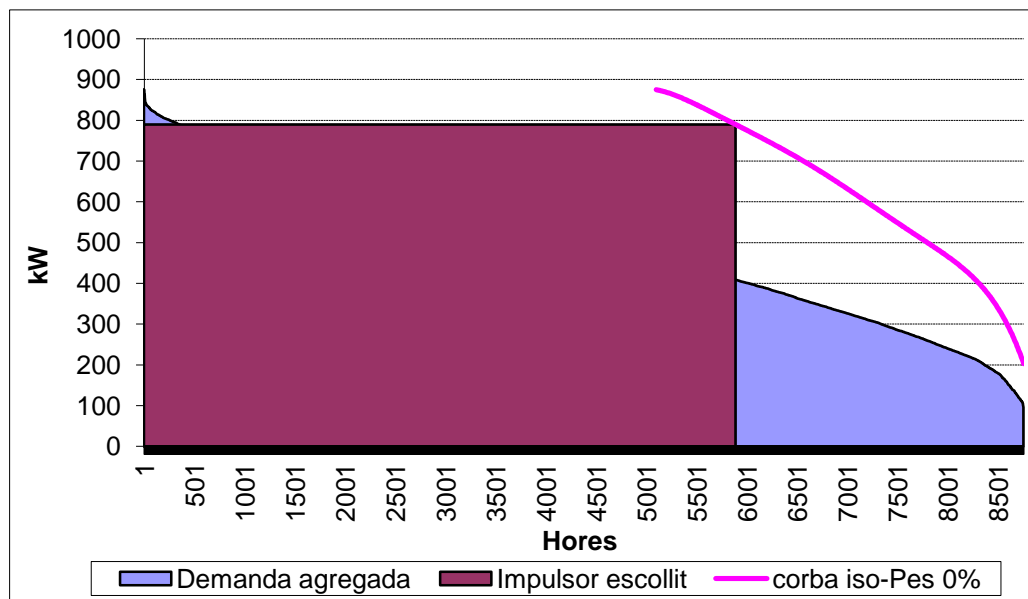
Com es pot observar a la gràfica 7.10, només s'ha considerat el càlcul per a motors amb potències igual o inferiors a  $1\text{MW}_e$  perquè la línia ISO-PES<sub>min</sub> creada per aquestes circumstàncies mai arribarà a  $1\text{MW}_e$  i la creació d'aquesta línia per a un PES=10% sempre quedarà per sota de la primera i, llavors, no tindrà sentit estudiar-la (tal com ha succeït amb el dimensionat 1).

Amb aquestes condicions, es busca el motor que generi més energia elèctrica possible. Aquest, de la mateixa manera que amb el dimensionat 1, es pot trobar mitjançant la gràfica 7.11.



**Gràfica 7.11 Energia elèctrica generada depenent de la potència tèrmica**

De la mateixa manera que es procedia en el cas primer, amb les dades obtingudes en les gràfiques 7.10 i 7.11 podem conèixer les hores de funcionament del motor.



**Gràfica 7.12** Obtenció de les hores de funcionament del motor per potències no superiors a 1MW.

Llavors, observant la gràfica 7.12 i amb les correlacions de la taula 7.1 es construeix la taula 7.4 on apareixen les característiques del motor desitjat.

Motor desitjat	
Potència tèrmica (kW <sub>t</sub> )	790
Potència elèctrica (kW <sub>e</sub> )	622
Consum de combustible (kW)	1.669
Hores de funcionament anuals	5.893

**Taula 7.4** Dades del motor desitjat (sistema 2)

Tal com s'observa gràcies a les taules 7.2 i 7.4, el motor desitjat pel sistema 2 té la mateixa potència que el de l'1 però funciona durant més hores a l'any.

## 7.5.2 Dimensionat de la refredadora d'absorció

Amb les dades del motor alternatiu seleccionat es dimensiona la refredadora.

Refredadora desitjada	
Potència tèrmica (kW <sub>t</sub> )	790
COP	1'1
Potència de refrigeració (kW <sub>c</sub> )	869

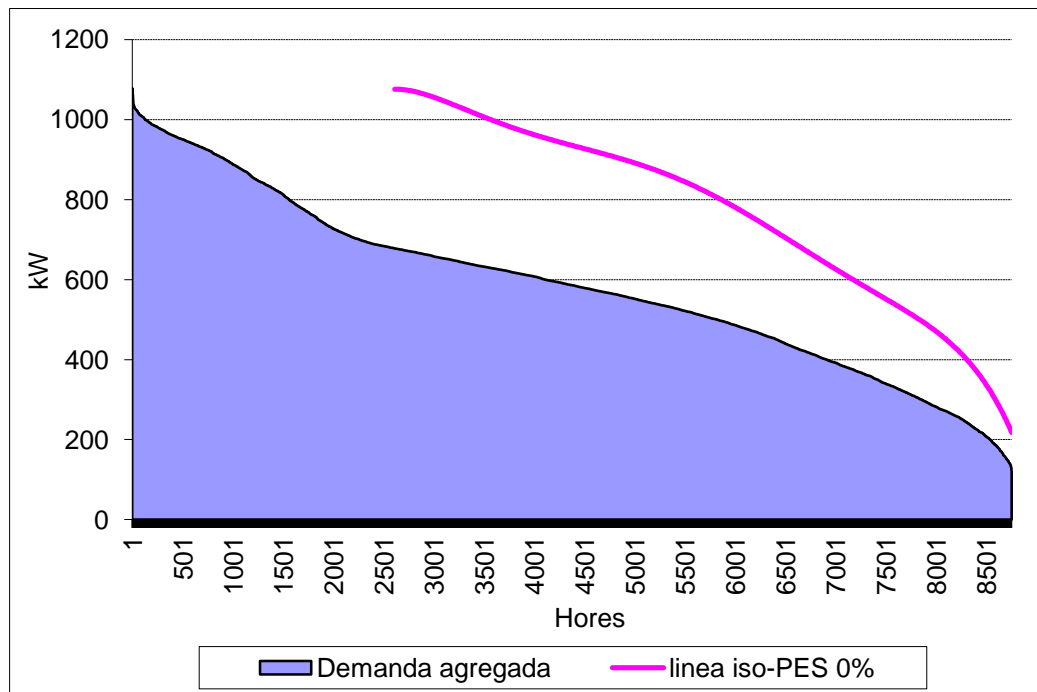
**Taula 7.5** Dades de la refredadora desitjada (sistema 2)

Aquesta refredadora aconseguirà més potència refrigerativa que la del sistema 1 amb la mateixa potència tèrmica rebuda gràcies a una millor eficiència.

## 7.6 Dimensionat 3: Motor alternatiu amb refredadora d'absorció de cicle GAX amb aigua-amoniac

Com a última opció, s'ha escollit un sistema amb una màquina d'absorció de cicle GAX amb amoníac. Al mercat es poden trobar refredadores d'aquesta tecnologia i amb temperatures d'evaporació adients pel nostre cas amb una eficiència de  $COP=0'85$ .

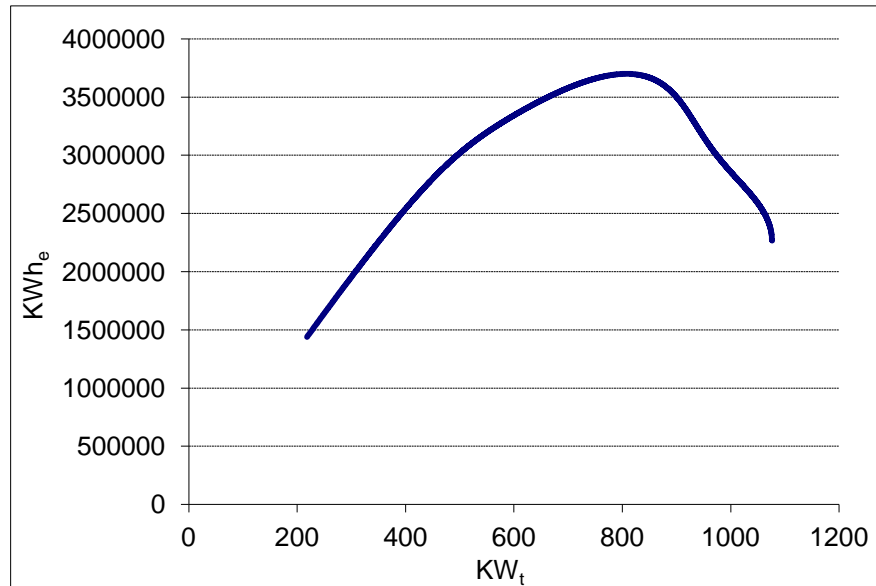
Amb la mateixa metodologia emprada anteriorment, es realitzen els càlculs per tal de dimensionar el sistema.



Gràfica 7.13 Demanda tèrmica agregada

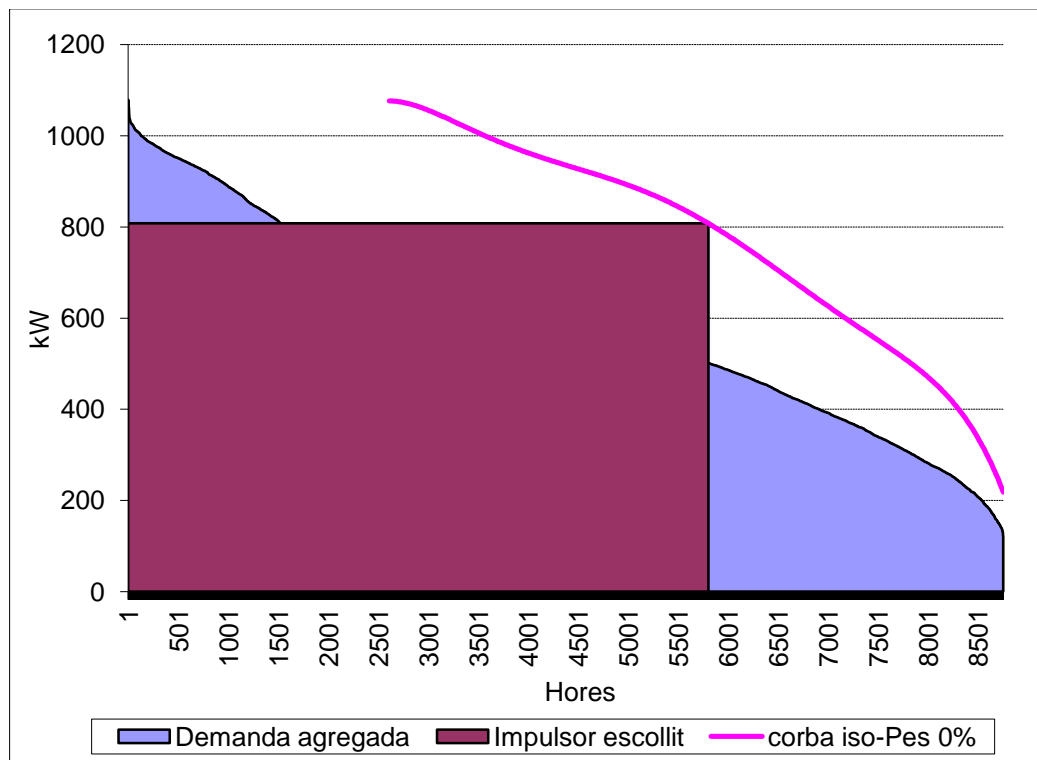
### 7.6.1 Dimensionat del motor alternatiu

En aquest cas i tal com ha ocorregut en els dos casos anteriors, la corba ISO-PES<sub>min</sub> per a motors superiors a  $1MW_e$  no té rellevància ja que el motor resultant amb aquest és més petit que  $1MW_e$ . Llavors, només es mostra el procediment per a motors més petits o iguals a  $1MW_e$ . D'aquesta manera, es busca el motor que generi el màxim d'energia elèctrica possible. Aquest es pot trobar mitjançant la gràfica 7.14.



**Gràfica 7.14 Energia elèctrica generada depenent de la potència tèrmica**

De la mateixa manera que en els casos anteriors, amb les dades de les gràfiques 7.13 i 7.14 podem conèixer les hores de funcionament del motor.



**Gràfica 7.15 Obtenció de les hores de funcionament del motor per potències no superiors a 1MW<sub>e</sub>**

Llavors, observant la gràfica 7.15 i amb les correlacions de la taula 7.1 es construeix la taula 7.6 on apareixen les característiques del motor desitjat.

Motor desitjat	
Potència tèrmica ( $kW_t$ )	810
Potència elèctrica ( $kW_e$ )	639
Consum de combustible (kW)	1.714
Hores de funcionament anuals	5.809

Taula 7.6 Dades del motor desitjat (sistema 3)

Aquest motor proporciona més potència tèrmica que els dels sistemes anteriors però funciona durant menys hores l'any.

### 7.6.2 Dimensionat de la refredadora d'absorció

Amb les dades del motor alternatiu seleccionat es dimensiona la refredadora.

Refredadora desitjada	
Potència tèrmica ( $kW_t$ )	810
COP	0'85
Potència de refrigeració ( $kW_c$ )	688'5

Taula 7.7 Dades de la refredadora desitjada (sistema 3)



## 8 Estratègia de control

L'estratègia de control en tots els casos estudiats es basa en dos punts fonamentals.

- Les màquines d'absorció només es posaran en funcionament quan la demanda de refrigeració excedeixi la potència nominal d'aquestes ja que aquestes màquines necessiten molt poca variabilitat en el règim de treball degut al seu cicle químic i per aquest motiu no treballen amb càrregues parcials.
- Primerament s'abastirà la demanda de fred ja que aquesta demanda és molt més important que la de calor tal com es pot observar al paràgraf 6.2.5. Llavors, es proporcionarà calor quan la demanda de calor per a fred sigui inferior a la potència nominal de les refredadores (les màquines d'absorció no s'encenen) o quan la potència tèrmica que poden aprofitar les màquines d'absorció sigui inferior a la potència tèrmica provinent del motor (s'aprofita l'excedent de potència tèrmica aportada pel impulsor motriu).

## 9 Maquinaria disponible

Com era d'esperar, al mercat no es poden trobar motors amb les mateixes característiques exactes que les calculades. Llavors, s'ha de buscar la maquinaria que tingui unes característiques el més semblants possibles a aquelles.

### 9.1 Maquinaria disponible pel sistema 1

	Dades del càlcul	Motor escollit
Casa		GE Jenbacher
Model		Type 312
Potència tèrmica ( $kW_t$ )	790	731
Potència elèctrica ( $kW_e$ )	622	637
$\eta$ elèctric (%)	36'8 – 38'1	40'5

Taula 9.1 Elecció del motor del sistema 1

Com s'observa a la taula 9.1, el rendiment elèctric del motor escollit és superior al calculat mitjançant les correlacions utilitzades i, conseqüentment, s'extreu més potència elèctrica però menys tèrmica en el cas real que en els càlculs.

	Refredadora 1	Refredadora 2
Casa	Colibri bv	Colibri bv
Model	Feta a mida	Feta a mida
Potència tèrmica rebuda	731	640
Potència de refrigeració aportada ( $kW_c$ )	365'5	320
COP	0'5	0'5
Refrigeració	Torre de refrigeració	Torre de refrigeració

Taula 9.2 Elecció de les refredadores a analitzar del sistema 1

A la taula 9.2 s'observen les característiques de les dos refredadores de simple efecte que s'analitzaran en el sistema 1. Mentre que la primera aprofita tota l'energia tèrmica provinent del motor, la segona s'ha reduït i aprofita menys energia per produir fred. El motiu d'estudiar una refredadora que aprofiti menys energia tèrmica rau en que s'ha comprovat mitjançant càlculs que en molts casos

s'aconsegueix cobrir millor les demandes energètiques (demostrat al capítol 10). Al decidir la potència refrigerativa de la segona refredadora, s'ha escollit la que aconseguia una cobertura superior de les demandes en els càlculs realitzats.

## 9.2 Maquinaria disponible pel sistema 2

	Dades del càlcul	Motor escollit
Casa		GE Jenbacher
Model		Type 312
Potència tèrmica (kW <sub>t</sub> )	790	731
Potència elèctrica (kW <sub>e</sub> )	622	637
$\eta$ elèctric (%)	36'7 – 37'3	40'5

Taula 9.3 Elecció del motor del sistema 2

Com s'observa a la taula 9.3, el motor escollit pel sistema 2 és el mateix que el seleccionat al sistema 1.

	Refredadora 1	Refredadora 2
Casa	Colibri bv	Colibri bv
Model	Feta a mida	Feta a mida
Potència tèrmica rebuda	435	305
Potència de refrigeració aportada (kW <sub>t</sub> )	478'5	335'5
COP	1'1	1'1
Refrigeració	Torre de refrigeració	Torre de refrigeració

Taula 9.4 Elecció de les refredadores a analitzar del sistema 2

En quant a l'elecció de la refredadora de doble efecte, no s'ha pogut utilitzar una que aprofiti tota l'energia tèrmica que proporciona l'impulsor motriu perquè porta cap a un PES negatiu. L'estratègia a seguir ha estat reduir la dimensió d'aquesta fins a trobar potències de la màquina d'absorció que assegurin la legalitat del projecte (PES positiu). En aquest cas s'ha escollit la màquina més gran possible i la màquina que cobreix millor les demandes en els càlculs realitzats.

### 9.3 Maquinaria disponible pel sistema 3

	Dades del càlcul	Motor escollit
Casa		GE Jenbacher
Model		Type 312
Potència tèrmica ( $kW_t$ )	790	731
Potència elèctrica ( $kW_e$ )	622	637
$\eta$ elèctric (%)	36'8 – 37'5	40'5

Taula 9.5 Elecció del motor del sistema 3

Com s'observa a la taula 9.5, el motor escollit pel sistema 3 és el mateix que el seleccionat als casos anteriors. En aquest cas s'obté una potència elèctrica molt semblant a la calculada encara que la potència tèrmica disminueix molt a causa d'un millor rendiment elèctric que el del cas calculat.

	Refredadora 1	Refredadora 2
Casa	Colibri bv	Colibri bv
Model	Feta a mida	Feta a mida
Potència tèrmica rebuda	560	395
Potència de refrigeració aportada ( $kW_t$ )	476	335'75
COP	0'85	0'85
Refrigeració	Torre de refrigeració	Torre de refrigeració

Taula 9.6 Elecció de les refredadores a analitzar del sistema 3

Com en el sistema 2, no s'ha pogut aprofitar tota l'energia tèrmica provinent del motor perquè provoca un PES negatiu. Igual que en el citat cas anterior, s'ha anat reduint la potència de les màquines d'absorció de cicle GAX fins a assegurar un PES positiu. També com en el cas anterior, s'ha escollit la màquina més gran possible i la màquina que cobreix millor les demandes.

## 10 Estudi energètic de la instal·lació

En aquest capítol s'estudiarà el comportament energètic de la instal·lació. Primer, es realitzaran els càlculs per, en cada cas:

- Demostrar el compliment de la normativa vigent.
- Mostrar les cobertures d'energia anuals de la instal·lació en períodes quinzenals.
- Mostrar l'energia que s'haurà de produir mitjançant sistemes auxiliars en períodes quinzenals.

Els resultats anuals obtinguts que es mostraran de cada sistema també depenen de l'elecció entre les dos refredadores possibles (cas 1 i cas 2). Amb els resultats finals de cada cas, s'escollirà per cada sistema la refredadora més adient entre les dos possibles. A la memòria es podran observar les taules resum on es mostren els resultats finals anuals, per observar les cobertures d'energia dels sistemes de trigeneració i dels equips auxiliars en períodes quinzenals s'hauran de mirar els annexes.

Per últim, es mostrarà el funcionament de la instal·lació de cada sistema per dos dies mitjançant gràfiques per intentar il·lustrar el funcionament de cada sistema el més clarament possible. El dies escollits per mostrar han estat el 16 d'Abril (primavera) i el 16 de Juliol (estiu) perquè les situacions climàtiques d'aquestes dos dates (molta calor i entretemps) són les més aclaridores gràficament.

### 10.1 Sistema 1

El sistema 1 està format per un motor alternatiu de cicle Otto Type 312 de GE Jenbacher amb una refredadora d'absorció amb amoníac-aigua de Colibri bv de simple efecte que fabriquen sota demanda (veure apartat 9.1).

#### 10.1.1 Estudi anual sistema 1 (cas 1)

MOTOR ALTERNATIU + REFREDADORA D'ABSORCIÓ					
EO (KWh)	FC (KWh)	Abastiment de fred (KWh)	Abastiment de calor (KWh)	Cobertura de fred (%)	Cobertura de calor (%)
3.723.902	9.194.820	1.817.266	106.708	53'6	9'3

Taula 10.1 Estudi energètic anual del sistema 1 (cas 1)

Com s'observa a la taula 10.1, el sistema 1 amb la refredadora que abasteix 365'5KW<sub>c</sub> cobreix les demandes de fred anuals en més de la meitat però les de calor molt pobrament.

SISTEMES AUXILIARS	
Producció de fred (KWh)	Producció de calor (KWh)
1.575.497	1.035.619

Taula 10.2 Estudi anual de l'abastiment energètic amb equips auxiliars pel sistema 1 (cas 1)

PES instal·lació	PES mínim	REE instal·lació	REE mínim
0'4%	0%	54'4%	45%

Taula 10.3 Comprovació del compliment de la legislació del sistema 1 (cas 1)

A la taula 10.3 es mostra que el sistema 1 amb la refredadora en qüestió compleix perfectament la legislació actual.

### 10.1.2 Estudi anual sistema 1 (cas 2)

MOTOR ALTERNATIU + REFREDADORA D'ABSORCIÓ					
EO (KWh)	FC (KWh)	Abastiment de fred (KWh)	Abastiment de calor (KWh)	Cobertura de fred (%)	Cobertura de calor (%)
3.723.902	9.194.820	1.864.000	533.237	54'9	46'7

Taula 10.4 Estudi energètic anual del sistema 1 (cas 2)

Com s'observa a la taula 10.4, el sistema 1 amb la refredadora que abasteix 320KW<sub>c</sub> cobreix aproximadament en la meitat les demandes de fred i calor anuals.

SISTEMES AUXILIARS	
Producció de fred (KWh)	Producció de calor (KWh)
1.528.763	609.091

Taula 10.5 Estudi anual de l'abastiment energètic amb equips auxiliars pel sistema 1 (cas 2)

PES instal·lació	PES mínim	REE instal·lació	REE mínim
5'8%	0%	59'4%	45%

Taula 10.6 Comprovació del compliment de la legislació del sistema 1 (cas 2)

A la taula 10.6 es mostra que aquest cas també compleix la legalitat vigent.

### 10.1.3 Elecció entre el cas 1 i 2 pel sistema 1

El cas 2 aconsegueix cobrir una mica millor les demandes de fred però molt millor les demandes de calor. Això es veu reflectit en valors més grans del PES i del REE encara que tots dos compleixen amb la legalitat.

Amb tot això, pel sistema 1 s'escollirà el cas 2 perquè:

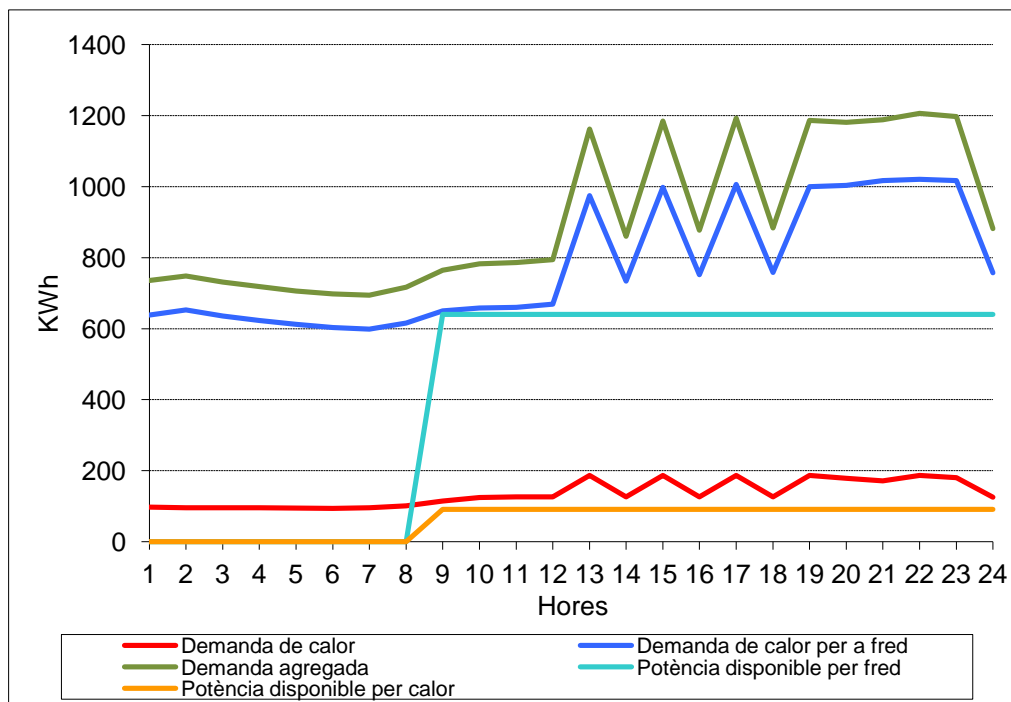
- La venda d'electricitat és la mateixa en els dos casos perquè es tracta del mateix motor treballant les mateixes hores.
- Es necessitarà menys aportació energètica per part dels equips auxiliars perquè en aquest cas es cobreixen millor les demandes tèrmiques mitjançant el sistema de trigeneració. S'ha de recordar que en els dos casos el sistema de trigeneració consumeix la mateixa quantitat de combustible.
- La refredadora del cas 2 és més petita que la del cas 1 (menys potència), i per tant, més barata.

A part d'això, es vol comentar la raó de per què el cas amb la refredadora de més potència ha ofert pitjors cobertures de fred i calor:

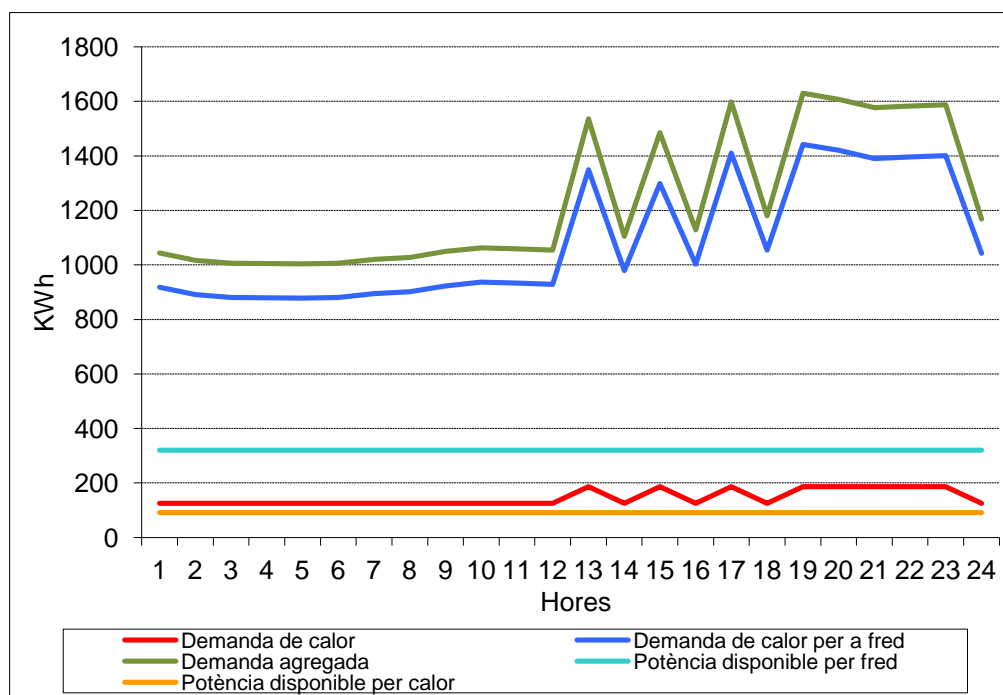
- Fred: Encara que quan treballa abasteix més fred, hi ha més hores a l'any en que no funciona perquè la demanda de fred encara no ha arribat a la potència nominal d'aquesta màquina. S'ha de tenir present que l'estratègia de control marca que les refredadores d'absorció no poden treballar a càrregues parcials.
- Calor: Per abastir fred, la refredadora d'absorció gran aprofita tota l'energia tèrmica que el motor proporciona obligant a l'equip auxiliar a proporcionar tot el calor. En canvi, la refredadora petita no consumeix tota l'energia tèrmica provinent del motor i sempre hi haurà un cert abastiment de calor mentre el motor estigui encès.

### 10.1.4 Estudi diari del sistema 1

Per a poder entendre com funciona tot el sistema s'ha realitzat aquest estudi amb el cas seleccionat. Primerament es mostraran, per als dos dies estudiats, les demandes que hi ha i la potència disponible del sistema de trigeneració per tal de cobrir-les a les gràfiques 10.1 i 10.2.



**Gràfica 10.1 Demandes i potències disponibles del sistema de trigeneració per al dia 16 d'Abril**



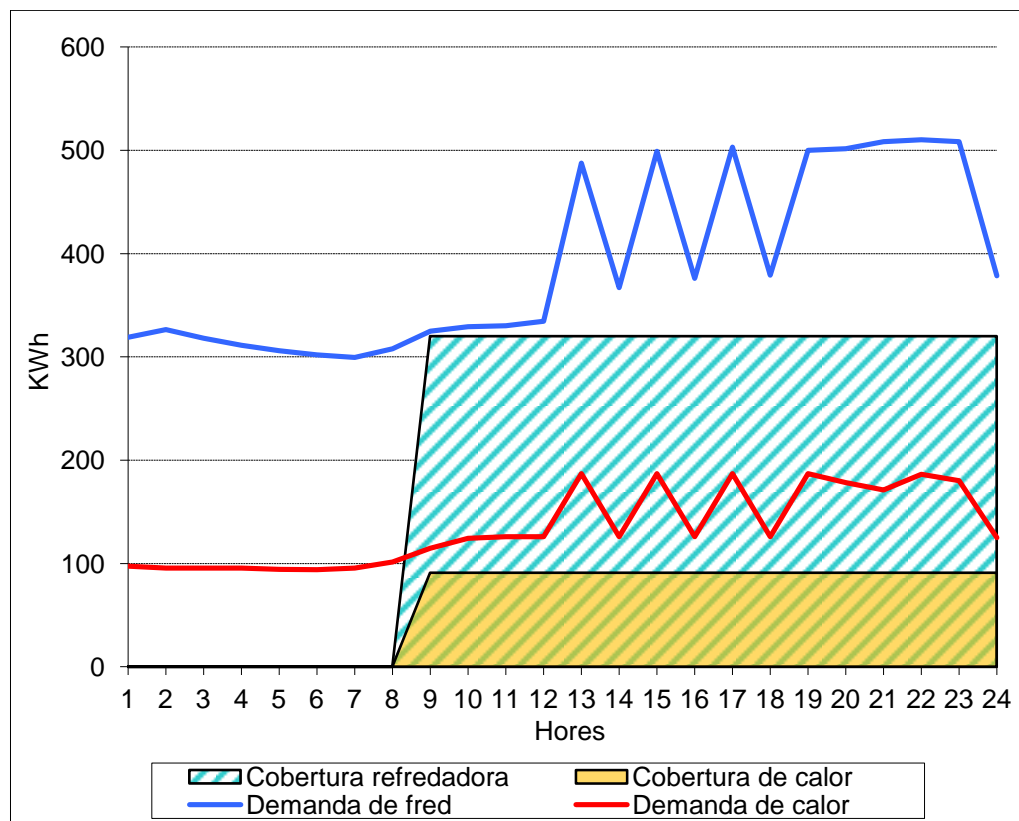
**Gràfica 10.2 Demandes i potències disponibles del sistema de trigeneració per al dia 16 de Juliol**

Comparant les gràfiques 10.1 i 10.2 s'observa un significatiu augment de la demanda de calor per a fred a l'estiu. També s'observa que en les primeres 8 hores del dia de primavera no hi ha cap tipus de potencia disponible per part del

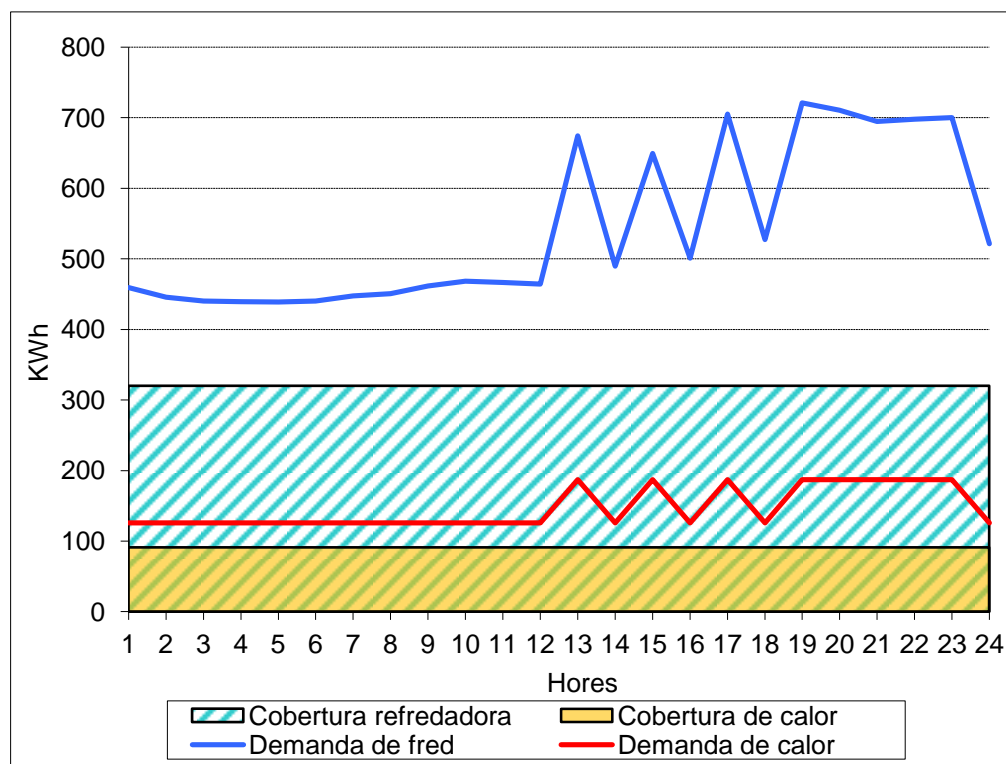


sistema de trigeneració, això és degut a que en aquelles hores el sistema es troba aturat per tal de complir amb la normativa d'eficiència (són unes de les hores que es troben més a la dreta que les que marca el rectangle màxim amb l'estratègia de control del PES anual). D'aquesta manera, mentre que a la primavera hi ha hores en que el sistema no abasteix energia (hores amb demanda baixa), a l'estiu no deixa de funcionar (gran demanda energètica).

Per aclarir millor el funcionament, les gràfiques 10.3 i 10.4 mostren la cobertura energètica del sistema de trigeneració amb les demandes existents. En aquestes gràfiques s'observa que amb la trigeneració es cobreixen prou bé ambdós demandes quan el sistema es troba en funcionament, però que els sistemes auxiliars són indispensables per abastir la totalitat de l'energia quan el motor no es troba encès o part d'aquesta quan si que ho està (s'observen, en certs moments, abastiments de més del 50% amb els equips auxiliars quan també funciona el sistema de trigeneració).



Gràfica 10.3 Cobriment de les demandes el dia 16 d'Abril



Gràfica 10.4 Cobriment de les demandes el dia 16 de Juliol

## 10.2 Sistema 2

El sistema 2 està format per un motor alternatiu de cicle Otto Type 312 de GE Jenbacher amb una refredadora d'absorció amb amoníac-aigua de Colibri bv de doble efecte que fabriquen sota demanda (veure apartat 9.2).

### 10.2.1 Estudi anual sistema 2 (cas 1)

MOTOR ALTERNATIU + REFREDADORA D'ABSORCIÓ					
EO (KWh)	FC (KWh)	Abastiment de fred (KWh)	Abastiment de calor (KWh)	Cobertura de fred (%)	Cobertura de calor (%)
3.753.841	9.268.743	1.058.921	865.361	31'2	75'8

Taula 10.7 Estudi energètic anual del sistema 2 (cas 1)

Com s'observa a la taula 10.7, el sistema 2 amb la refredadora que abasteix 478'5KW<sub>c</sub> no cobreix les demandes de fred anuals gaire bé, en canvi s'aconsegueixen cobrir de manera notable les demandes de calor.

SISTEMES AUXILIARS	
Producció de fred (KWh)	Producció de calor (KWh)
2.333.842	276.966

Taula 10.8 Estudi anual de l'abastiment energètic amb equips auxiliars pel sistema 2 (cas 1)

PES instal·lació	PES mínim	REE instal·lació	REE mínim
0'2%	0%	54'2%	45%

Taula 10.9 Comprovació del compliment de la legislació del sistema 2 (cas 1)

## 10.2.2 Estudi anual sistema 2 (cas 2)

MOTOR ALTERNATIU + REFREDADORA D'ABSORCIÓ					
EO (KWh)	FC (KWh)	Abastiment de fred (KWh)	Abastiment de calor (KWh)	Cobertura de fred (%)	Cobertura de calor (%)
3.753.841	9.268.743	1.889.536	865.361	55'7	75'8

Taula 10.10 Estudi energètic anual del sistema 2 (cas 2)

Com s'observa a la taula 10.10, el sistema 2 amb la refredadora que abasteix 335'5KW<sub>c</sub> cobreix en més de la meitat les demandes de fred i molt notablement les de calor.

SISTEMES AUXILIARS	
Producció de fred (KWh)	Producció de calor (KWh)
1.503.227	276.966

Taula 10.11 Estudi anual de l'abastiment energètic amb equips auxiliars pel sistema 2 (cas 2)

PES instal·lació	PES mínim	REE instal·lació	REE mínim
9'2%	0%	63'5%	45%

Taula 10.12 Comprovació del compliment de la legislació del sistema 2 (cas 2)

### 10.2.3 Elecció entre el cas 1 i 2 pel sistema 2

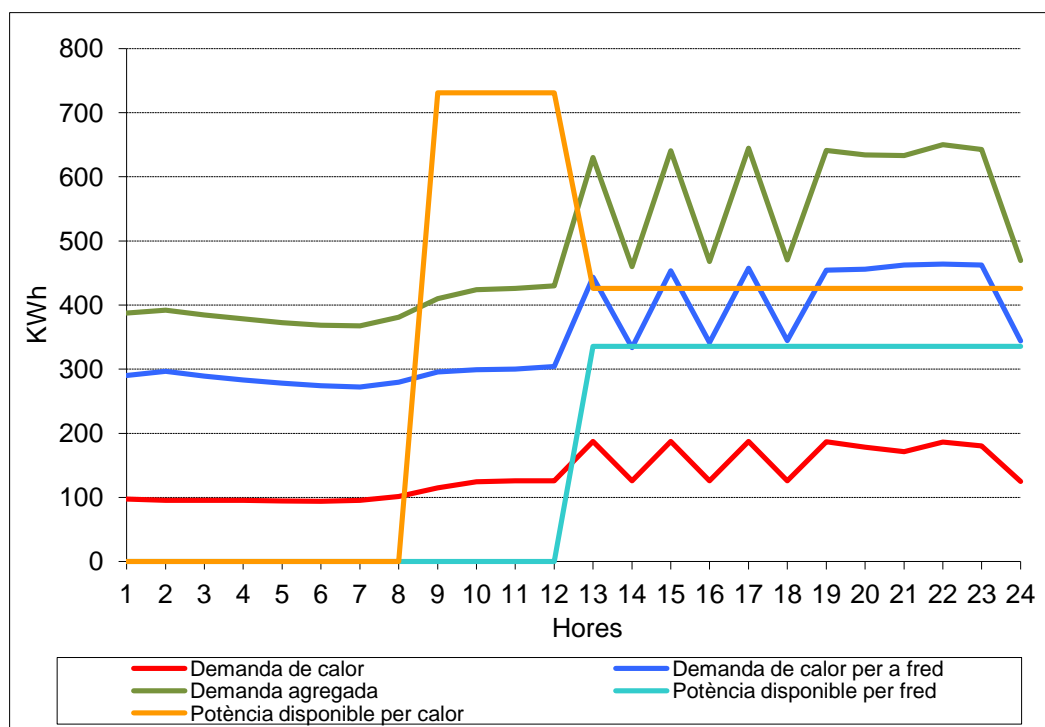
Encara que les demandes de calor es cobreixen igual en els dos casos, el cas 2 obté valors més grans del PES i del REE gràcies a que abasteix molt millor les demandes de fred. S'ha de recalcar que els dos casos compleixen amb la legalitat.

Amb tot això, pel sistema 2 s'escollirà el cas 2 pels mateixos motius que pel sistema 1 que són:

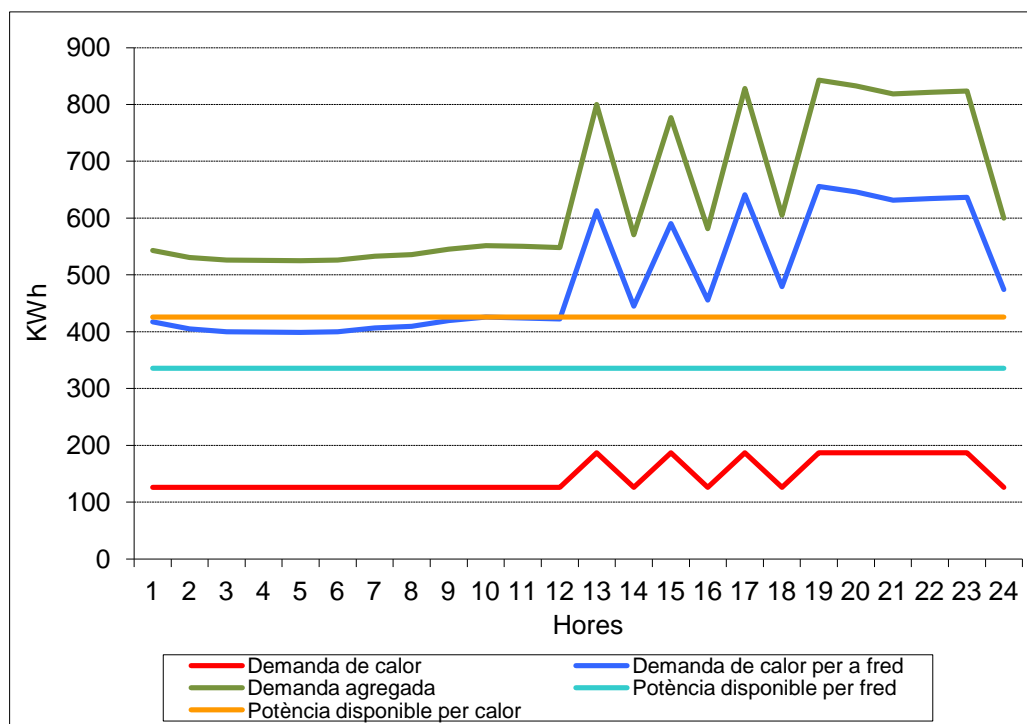
- Mateixos ingressos per venda d'electricitat.
- Menys aportació energètica per part dels equips auxiliars.
- Màquina d'absorció més barata.

### 10.2.4 Estudi diari del sistema 2

De la mateixa manera que amb el sistema 1, s'ha procedit en el 2.



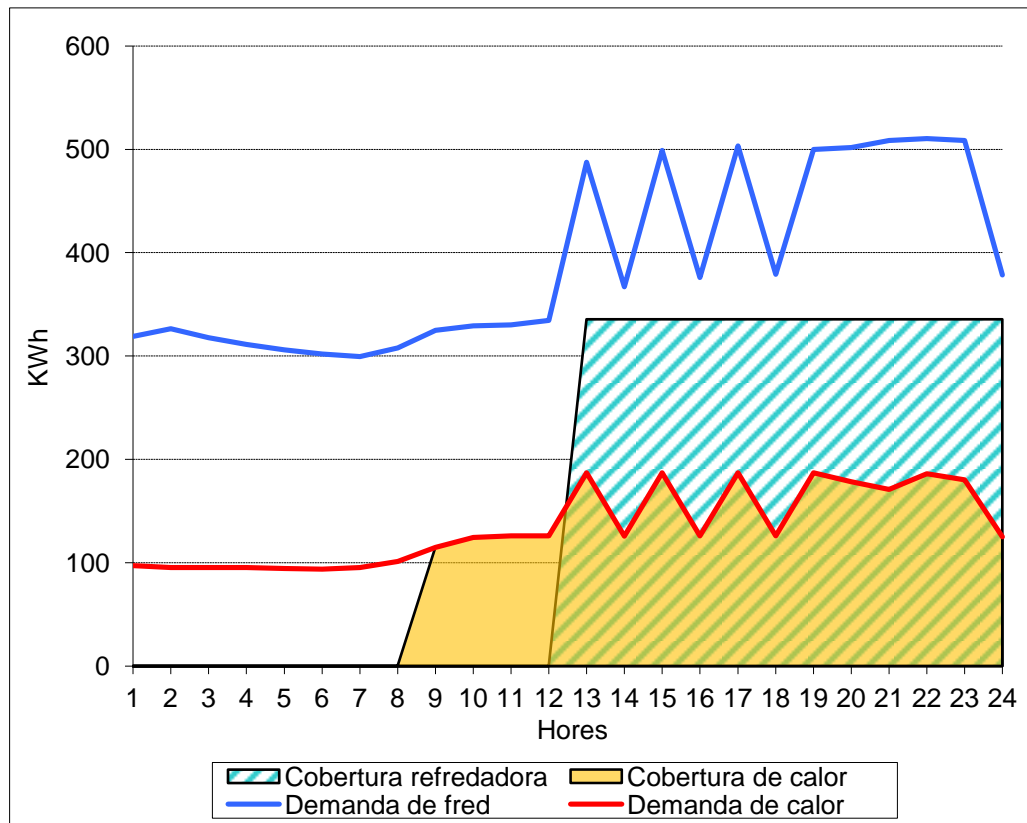
Gràfica 10.5 Demandes i potències disponibles del sistema de trigeneració per al dia 16 d'Abril



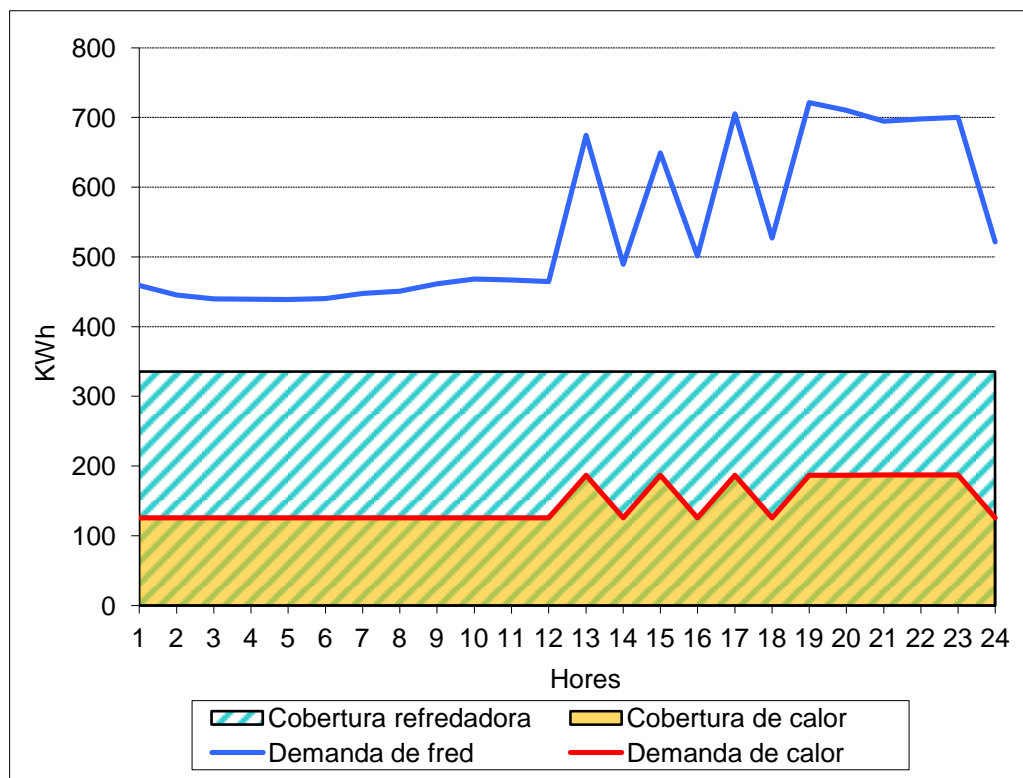
**Gràfica 10.6 Demandes i potències disponibles del sistema de trigeneració per al dia 16 de Juliol**

Les gràfiques 10.5 i 10.6 aporten pràcticament la mateixa informació que s'observava en el sistema 1 (paràgraf 10.1.4) però amb una demanda de calor per a fred menor. Aquesta disminució és deguda a la millor eficiència de la màquina d'absorció. Aquest augment de l'eficiència (s'obté un  $COP > 1$ ) provoca que per un mateix increment de demanda de fred i de calor, tingui més rellevància la de calor sobre la demanda agregada. En els altres dos sistemes (1 i 3) és al contrari perquè l'eficiència de les refredadores d'aquells sistemes és més petita que 1. També cal destacar el increment de potència disponible per calor quan la refredadora resta apagada per demanda de fred insuficient (per exemple a les 10h del 16 d'Abril).

En quant a les gràfiques 10.7 i 10.8, s'observa una clara diferència amb el sistema 1 ja que en ambdós dies la cobertura tèrmica de calor és total amb el sistema de trigeneració. Això és degut a que la refredadora d'absorció del sistema 2 és més eficient que la del sistema 1 i utilitza menys energia tèrmica provinent del motor per produir el fred, llavors, l'energia tèrmica estalviada es pot aprofitar per abastir la demanda de calor.



Gràfica 10.7 Cobriment de les demandes el dia 16 d'Abril



Gràfica 10.8 Cobriment de les demandes el dia 16 de Juliol

## 10.3 Sistema 3

El sistema 3 està format per un motor alternatiu de cicle Otto Type 312 de GE Jenbacher amb una refredadora d'absorció amb amoníac-aigua de Colibri bv de cicle GAX que fabriquen sota demanda (veure apartat 9.3).

### 10.3.1 Estudi anual sistema 3 (cas 1)

MOTOR ALTERNATIU + REFREDADORA D'ABSORCIÓ					
EO (KWh)	FC (KWh)	Abastiment de fred (KWh)	Abastiment de calor (KWh)	Cobertura de fred (%)	Cobertura de calor (%)
3.700.333	9.136.625	1.085.756	827.844	32'0	72'5

Taula 10.13 Estudi energètic anual del sistema 3 (cas 1)

Com s'observa a la taula 10.13, el sistema 3 amb la refredadora que abasteix 476KW<sub>c</sub> no cobreix les demandes de fred anuals gaire bé, en canvi s'aconsegueixen cobrir de manera notable les demandes de calor.

SISTEMES AUXILIARS	
Producció de fred (KWh)	Producció de calor (KWh)
2.307.007	314.483

Taula 10.14 Estudi anual de l'abastiment energètic amb equips auxiliars pel sistema 3 (cas 1)

PES instal·lació	PES mínim	REE instal·lació	REE mínim
0'4%	0%	54'4%	45%

Taula 10.15 Comprovació del compliment de la legislació del sistema 3 (cas 1)

### 10.3.2 Estudi anual sistema 3 (cas 2)

MOTOR ALTERNATIU + REFREDADORA D'ABSORCIÓ					
EO (KWh)	FC (KWh)	Abastiment de fred (KWh)	Abastiment de calor (KWh)	Cobertura de fred (%)	Cobertura de calor (%)
3.700.333	9.136.625	1.886.915	855.097	55'6	74'9

Taula 10.16 Estudi energètic anual del sistema 3 (cas 2)

Com s'observa a la taula 10.16, el sistema 3 amb la refredadora que abasteix 335'75KW<sub>c</sub> cobreix en més de la meitat les demandes de fred i molt notablement les de calor.

SISTEMES AUXILIARS	
Producció de fred (KWh)	Producció de calor (KWh)
1.505.848	287.230

Taula 10.17 Estudi anual de l'abastiment energètic amb equips auxiliars pel sistema 3 (cas 2)

PES instal·lació	PES mínim	REE instal·lació	REE mínim
9'5%	0%	63'9%	45%

Taula 10.18 Comprovació del compliment de la legislació del sistema 3 (cas 2)

### 10.3.3 Elecció entre el cas 1 i 2 pel sistema 3

Hi ha una millora petita de la cobertura de la demanda de calor i una molt notable en la cobertura de la demanda de fred per part del cas 2 respecte l'1. Aquest fet porta a valors més grans del PES i del REE per part del cas 2 tot i que tots dos casos compleixen amb la legalitat.

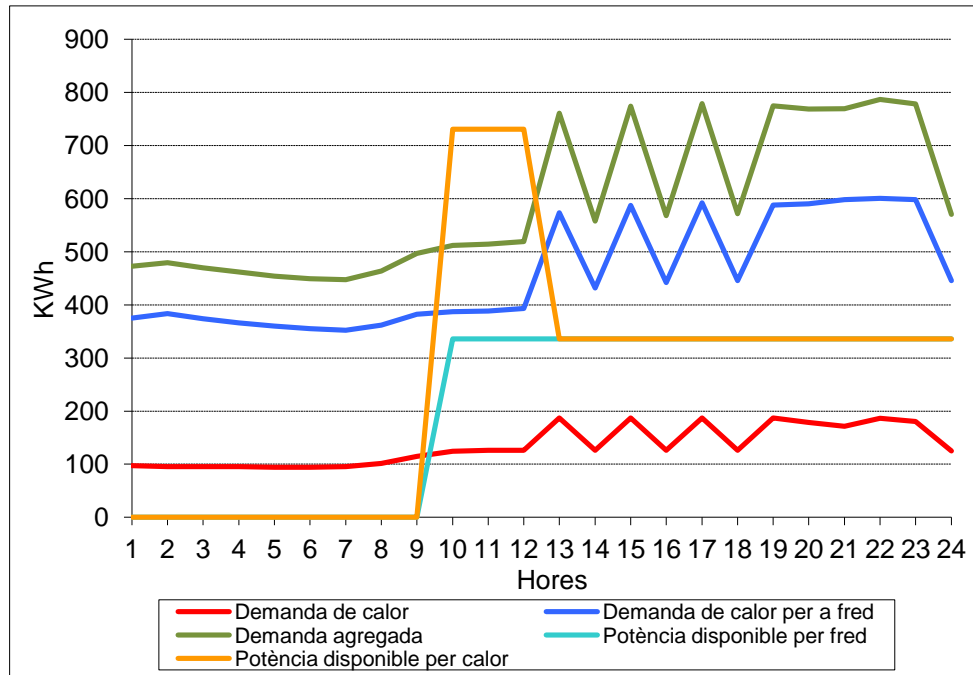
Amb tot això, pel sistema 3 s'escollirà el cas 2 pels mateixos motius que pels casos anteriors que són:

- Mateixos ingressos per venda d'electricitat.
- Menys aportació energètica per part dels equips auxiliars.
- Màquina d'absorció més barata.

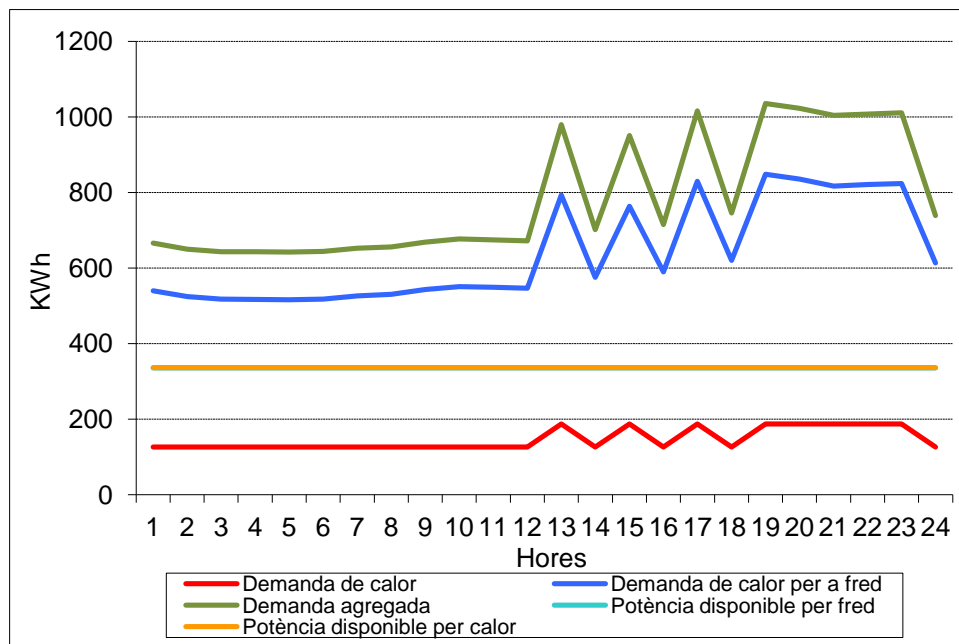
### 10.3.4 Estudi diari del sistema 3

Aquest últim sistema ens mostra resultats energètics semblants al sistema 2 amb algunes diferències.





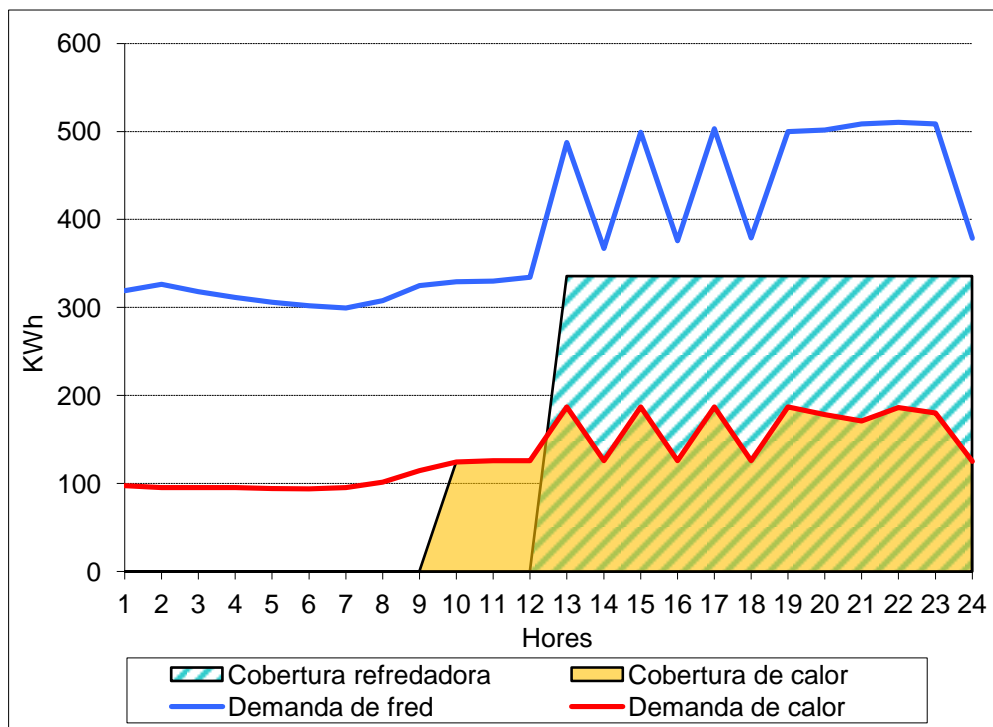
**Gràfica 10.9 Demandes i potències disponibles del sistema de trigeneració per al dia 16 d'Abril**



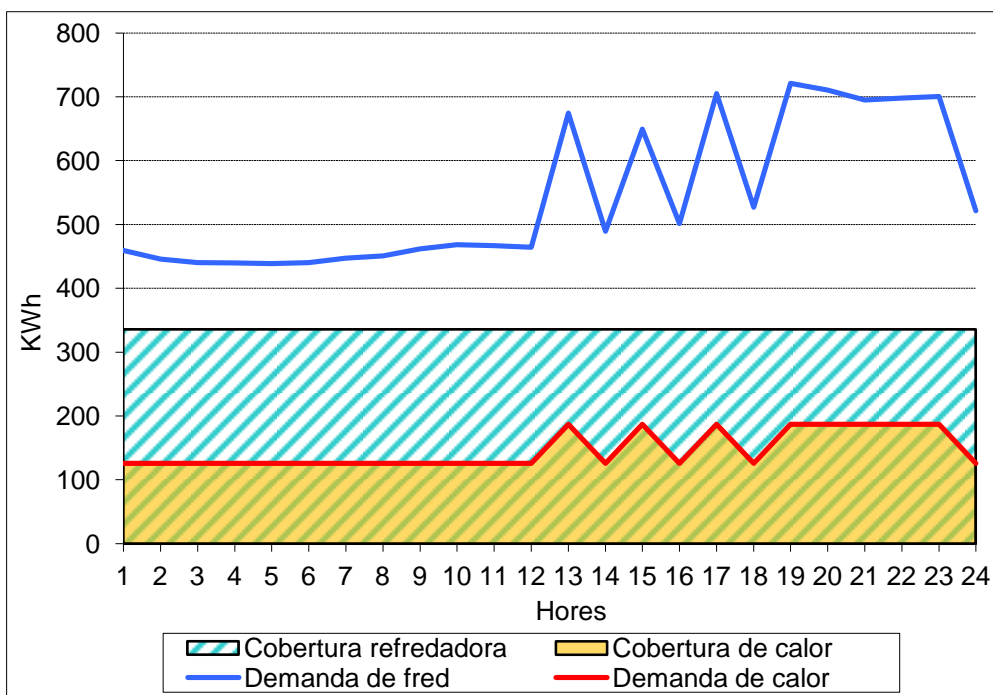
**Gràfica 10.10 Demandes i potències disponibles del sistema de trigeneració per al dia 16 de Juliol**

La diferència que es troba a les gràfiques 10.9 i 10.10 respecte el sistema 2 és una demanda de calor per a fred superior degut a una eficiència més baixa de la refredadora. Aquest fet provoca una disminució de potència disponible per calor quan la refredadora està encesa ja que aquesta necessita més energia tèrmica provinent del motor. Tot i això, a les gràfiques 10.11 i 10.12 s'observa que el

sistema 3 també abasteix el 100% del calor necessari quan el sistema de trigeneració funciona i, per tant, la disminució de potència calorífica disponible no afecta a la cobertura energètica de calor i, de fet, hi haurà menys energia dissipada al medi.



Gràfica 10.11 Cobriment de les demandes el dia 16 d'Abril



Gràfica 10.12 Cobriment de les demandes el dia 16 de Juliol

## 11 Estudi econòmic de la instal·lació

La pista de gel que s'ha considerat en aquest projecte té un abastiment energètic convencional i, per tant, s'haurà d'estudiar la conveniència de canviar l'abastiment citat per cadascun dels 3 sistemes de trigeneració que s'han tingut en compte.

Per a estudiar la viabilitat econòmica de la implantació dels nous sistemes s'avaluaran:

- Els costos d'instal·lació de tots els equips necessaris i les actuacions inicials necessàries pel seu funcionament en el que anomenarem inversió inicial.
- Els costos d'operació de les plantes de trigeneració i els de la planta convencional (consum energètic). Aquests costos es basen en els preus de l'electricitat i del gas natural i del consum d'aquests que té cadascun dels sistemes estudiats.
- Els costos de manteniment al llarg de la vida dels nous sistemes i del sistema convencional.
- Els ingressos produïts per la venda d'electricitat amb els nous sistemes de trigeneració.

Per finalitzar i amb totes les dades esmentades, es realitzaran diferents anàlisis econòmics (Pay Back, VAN i TIR) per esbrinar quin és el sistema més adient pel complex esportiu estudiat.

### 11.1 Sistema convencional

#### 11.1.1 Costos de manteniment i operació anuals

Els costos del gas i de l'electricitat s'han aconseguit mitjançant els preus actuals (principis 2012) que oferta l'empresa Gas Natural Fenosa a plantes amb grans requisits energètics com la pista de gel estudiada. En quant als costos de manteniment, han estat estimats per un professional amb experiència en el sector.

Concepte	Consum	Preu unitari	Cost (€)
<b>Operació</b>			
Gas natural (escalfadora)	1.142.327KWh	0'0422€/KWh	48.206
Electricitat (refredadora)	974.932KWh	0'0773€/KWh	75.362
<b>Manteniment</b>			
Torre de refrigeració			15.500
Refredadora per compressió			7.280
Caldera de gas			3.640
<b>TOTAL</b>			
			149.988

**Taula 11.1 Costos de manteniment i operació del sistema convencional**

Per als consums energètics, s'han tingut en compte les eficiències de les màquines quan treballen a la potència mitja que ha resultat a la simulació (no s'han tingut en compte les eficiències a potència nominal).

En quant al manteniment, els costos citats a la taula 11.1 són els ofertats per una empresa per tal de fer el seguiment del manteniment i realitzar intervencions quan s'escau.

## 11.2 Sistema 1

### 11.2.1 Inversió inicial

Mitjançant les dades aportades per professionals i empreses del sector s'han estimat els costos que s'han considerat més rellevants per a la instal·lació dels equips principals necessaris pel sistema 1. S'ha de tenir present que, per assegurar el subministrament, s'han sobredimensionat tant la refrigeradora per compressió com la caldera de gas (equips auxiliars) en un 20% com a mínim. Els equips que intervenen en la trigeneració no s'han sobredimensionat ja que han estat escollits en el capítol 9 i comprovats en el 10 per complir la legislació com a règim especial i no es poden modificar perquè podrien rebassar el límit d'eficiència marcat en la normativa. Igualment, empreses del sector han assegurat que amb el sobredimensionament del 20% dels equips auxiliars n'hi ha prou.

Concepte	Preu (€)
<b>Equips</b>	
Motor alternatiu GE Jenbacher Type 312 (637KW <sub>e</sub> )	400.000
Refredadora d'absorció de simple efecte Colibri bv (320KW <sub>c</sub> )	220.000
Refrigeradora per compressió Climaveneta TECS2 SL-CA-E 512 (513KW <sub>c</sub> )	138.510
Caldera de gas Saunier Duval F 240/3 (240KW <sub>t</sub> )	13.564
<b>Instal·lacions</b>	
Gas	43.000
Elèctrica	165.000
Hidràulica	65.000
<b>Costos indirectes</b>	
Tràmits i posada en marxa	15.000
<b>TOTAL</b>	
	1.060.074

Taula 11.2 Inversió inicial en el sistema 1

Com era d'esperar, el motor alternatiu i la refredadora d'absorció són els equips més costosos. Per una altra part, la instal·lació elèctrica ocupa el tercer lloc perquè en aquesta dada s'ha inclòs la interconnexió del sistema a la xarxa que, tal com s'explicava al paràgraf 5.1.2, és un handicap d'aquests sistemes pel seu elevat cost.

### 11.2.2 Costos de manteniment i operació anuals

Els costos de manteniment i operació dels sistemes de trigeneració han estat proporcionats per la empresa Gas Natural Fenosa i un professional del sector tal com en el sistema convencional.

Concepte	Consum	Preu unitari	Cost anual (€)
<b>Operació</b>			
Gas natural (motor alternatiu)	9.194.820KWh	0'0422€/KWh	388.021
Gas natural (escalfadora auxiliar)	591.350KWh	0'0422€/KWh	24.955
Electricitat (refredadora auxiliar)	439.300KWh	0'0773€/KWh	33.958
<b>Manteniment</b>			
Motor alternatiu			56.400
Refredadora d'absorció			9.100
Torre de refrigeració			15.500
Refredadora per compressió			4.368
Caldera de gas			3.640
<b>TOTAL</b>			
			535.942

Taula 11.3 Costos de manteniment i operació del sistema 1

### 11.2.3 Ingressos anuals

Per conèixer els ingressos anuals del nou sistema, primer s'hauran de saber la diferència de costos energètics i de manteniment amb el sistema convencional ja que aquesta diferència també s'haurà d'incloure en el càlcul per saber la idoneïtat del projecte.

Concepte	Diferència de consum (KWh)	Preu unitari (€/KWh)	Diferència de cost anual (€)
Electricitat	535.632	0'0773	41.404
Gas natural	-8.643.843	0'0422	-364.770
Manteniment			-62.588
<b>TOTAL</b>			
			-385.954

Taula 11.4 Diferència de cost anual del sistema 1 respecte a equips convencionals

Com s'observa a la taula 11.4, el consum elèctric del nou sistema és menor i el cost del manteniment superior, però el que realment marca la diferència és el gran augment del consum de gas que provoca que el nou sistema tingui un cost econòmic per consum energètic molt superior. Aquest gran augment en el consum de gas es degut a l'alimentació del motor alternatiu.

Llavors, coneixent la diferència de cost anual plantejat a la taula 11.4, només queda calcular els ingressos per venda d'electricitat a la xarxa per a poder conèixer els ingressos anuals totals d'aquest sistema en comparació amb el convencional. En la venda d'electricitat s'ha tingut en compte tant la venda a tarifa regulada com els diferents complements a que la instal·lació es pot acollir. Aquests són el complement per energia reactiva i el complement per eficiència.

Per al complement d'energia reactiva, s'aconsegueix adequar el factor de potencia de l'electricitat entregada a la xarxa a 1 i això ens permet aplicar aquest complement a un 4% de la totalitat de l'energia elèctrica produïda. En quant al complement per eficiència, l'expressió 6.15 ens permet calcular el guany unitari percebut per cada kWh elèctric generat.

Concepte	Energia (KWh)	Preu unitari (€/KWh)	Benefici (€)
Venda d'electricitat	3.723.902	0'136787	509.381
Complement per energia reactiva	148.956	0'087022	12.962
Complement per eficiència	3.723.902	0'024981	93.027
Diferència de cost anual			-385.954
<b>TOTAL</b>			<b>229.417</b>

Taula 11.5 Ingressos del sistema 1

Tal com s'observa a la taula 11.5, encara que el consum de gas natural del nou sistema és molt superior al convencional, hi ha uns ingressos per la venda d'electricitat molt importants. Llavors, el sistema 1 respecte el convencional proporcionarà uns guanys anuals de 229.417€. Aquests guanys anuals són superiors al 20% de la inversió inicial.

## 11.3 Sistema 2

### 11.3.1 Inversió inicial

Concepte	Preu (€)
<b>Equips</b>	
Motor alternatiu GE Jenbacher Type 312 (637KW <sub>e</sub> )	400.000
Refredadora d'absorció de doble efecte Colibri bv (335'5KW <sub>c</sub> )	400.000
Refrigeradora per compressió Climaveneta TECS2 SL-CA-E 512 (513KW <sub>c</sub> )	138.510
Caldera de gas Saunier Duval F 240/3 (240KW <sub>t</sub> )	13.564
<b>Instal·lacions</b>	
Gas	43.000
Elèctrica	165.000
Hidràulica	65.000
<b>Costos indirectes</b>	
Tràmits i posada en marxa	15.000
<b>TOTAL</b>	
	1.240.074

Taula 11.6 Inversió inicial en el sistema 2

La inversió inicial és significativament superior que en el sistema 1 encara que, en principi, s'esperen millors resultats en els ingressos anuals que aporta aquest sistema 2. L'augment d'aquesta inversió és causada per la tecnologia de l'equip absorbidor utilitzat (de doble efecte) que és més car que el utilitzat en el sistema 1.



### 11.3.2 Costos de manteniment i operació anuals

Concepte	Consum	Preu unitari	Cost (€)
<b>Operació</b>			
Gas natural (motor alternatiu)	9.268.743KWh	0'0422€/KWh	391.141
Gas natural (escalfadora auxiliar)	268.899KWh	0'0422€/KWh	11.348
Electricitat (refredadora auxiliar)	440.829KWh	0'0773€/KWh	34.076
<b>Manteniment</b>			
Motor alternatiu			56.400
Refredadora d'absorció			9.100
Torre de refrigeració			15.500
Refredadora per compressió			4.368
Caldera de gas			3.640
<b>TOTAL</b>			<b>525.573</b>

Taula 11.7 Costos de manteniment i operació del sistema 2

Els costos anuals de manteniment són idèntics que en el sistema 1, però hi ha menys costos operatius bàsicament per la millor cobertura de la demanda de calor que aquest sistema aporta i que provoca un menor consum de la caldera auxiliar.

### 11.3.3 Ingressos anuals

Concepte	Diferència de consum (KWh)	Preu unitari (€/KWh)	Diferència de cost anual (€)
Electricitat	534.103	0'0773	41.286
Gas natural	-8.395.315	0'0422	-354.282
Manteniment			-62.588
TOTAL			-375.584

Taula 11.8 Diferència de cost anual del sistema 2 respecte a equips convencionals

El menor consum de Gas Natural per part de la caldera de gas del sistema 2 (sistema auxiliar) provoca que la diferència de cost anual sigui menor que al sistema 1.

Concepte	Energia (KWh)	Preu unitari (€/KWh)	Benefici (€)
Venda d'electricitat	3.753.841	0'136787	513.477
Complement per energia reactiva	150.154	0'087022	13.067
Complement per eficiència	3.753.841	0'030088	112.944
Diferència de cost anual			-375.584
TOTAL			263.904

Taula 11.9 Ingressos del sistema 2

Finalment, el fet que existeix una menor diferència de cost anual i que el sistema funciona durant més hores a l'any i ,per tant, es produeix i ven més energia elèctrica, provoca que hi hagi una important diferència en els ingressos anuals entre el sistema 1 i el 2. Aquesta diferència pot arribar a compensar la diferència d'inversió inicial entre els dos sistemes.

## 11.4 Sistema 3

### 11.4.1 Inversió inicial

Concepte	Preu (€)
<b>Equips</b>	
Motor alternatiu GE Jenbacher Type 312 (637KW <sub>e</sub> )	400.000
Refredadora d'absorció de cicle GAX Colibri bv (335'75KW <sub>c</sub> )	300.000
Refrigeradora per compressió Climaveneta TECS2 SL-CA-E 512 (513KW <sub>c</sub> )	138.510
Caldera de gas Saunier Duval F 240/3 (240KW <sub>t</sub> )	13.564
<b>Instal·lacions</b>	
Gas	43.000
Elèctrica	165.000
Hidràulica	65.000
<b>Costos indirectes</b>	
Tràmits i posada en marxa	15.000
<b>TOTAL</b>	
	1.140.074

Taula 11.10 Inversió inicial en el sistema 3

La inversió inicial es troba entre la del sistema 1 i la del sistema 2 de la mateixa manera que l'eficiència de la seva refredadora d'absorció també es troba en un impàs entre les dos anteriors. Aquest resultat era previsible ja que la diferència d'inversió la marca el preu del mencionat equip absorbidor d'aquest sistema (cicle GAX) que es troba entre el preu de les dos tecnologies estudiades anteriorment en aquest capítol.

## 11.4.2 Costos de manteniment i operació anuals

Concepte	Consum	Preu unitari	Cost (€)
<b>Operació</b>			
Gas natural (motor alternatiu)	9.136.625KWh	0'0422€/KWh	385.566
Gas natural (escalfadora auxiliar)	278.864KWh	0'0422€/KWh	11.768
Electricitat (refredadora auxiliar)	441598KWh	0'0773€/KWh	34.135
<b>Manteniment</b>			
Motor alternatiu			56.400
Refredadora d'absorció			9.100
Torre de refrigeració			15.500
Refredadora per compressió			4.368
Caldera de gas			3.640
<b>TOTAL</b>			<b>520.477</b>

Taula 11.11 Costos de manteniment i operació del sistema 3

Els costos anuals de manteniment són idèntics als dels sistemes anteriors, però s'observa una disminució en els costos operatius de gas respecte als altres dos sistemes. Això últim és degut a que el motor treballa menys hores i, per tant, consumeix menys combustible.

### 11.4.3 Ingressos anuals

Concepte	Diferència de consum (KWh)	Preu unitari (€/KWh)	Diferència de cost anual (€)
Electricitat	533.334	0'0773	41.227
Gas natural	-8.273.162	0'0422	-349.127
Manteniment			-62.588
<b>TOTAL</b>			<b>-370.489</b>

Taula 11.12 Diferència de cost anual del sistema 3 respecte a equips convencionals

El menor consum de Gas Natural provoca la millor diferència de cost anual de tots els sistemes (és la més propera a 0).

Concepte	Energia (KWh)	Preu unitari (€/KWh)	Benefici (€)
Venda d'electricitat	3.700.333	0'136787	506.157
Complement per energia reactiva	148.013	0'087022	12.880
Complement per eficiència	3.700.333	0'030488	112.816
Diferència de cost anual			-370.489
<b>TOTAL</b>			<b>261.365</b>

Taula 11.13 Ingressos del sistema 3

Aquest sistema és el que funciona menys hores i, per tant, el que produeix i ven menys energia elèctrica. Aquest fet té una importància elevada ja que disminueixen tant la venda d'electricitat com els complements percebuts per aquesta. Tot i això, s'aconsegueixen uns ingressos anuals respecte el sistema convencional molt atractius per la menor rellevància de la diferència de cost anual.

Aquest sistema aconsegueix una quantitat d'ingressos anuals menor que el sistema 2 però major que l'1 amb una inversió inicial necessària que es troba entremig d'aquests. Llavors, s'haurà de fer un anàlisi econòmic per realment saber quin és el sistema idoni econòmicament parlant.

## 11.5 Anàlisis econòmics

Els anàlisis econòmics de la inversió són cabdals per convèncer al propietari de la pista de gel perquè inverteixi certa suma de diners per a realitzar el projecte. Els anàlisis més comuns són el Pay Back, el VAN i el TIR. Abans de calcular, es vol aclarir que la taxa de descompte emprada pel càlcul del VAN ha estat del 6%.

	Pay Back	VAN	TIR
<b>Sistema 1</b>	6 anys	1.571.323	21'18%
<b>Sistema 2</b>	6 anys	1.786.880	20'79%
<b>Sistema 3</b>	6 anys	1.857.763	22'53%

Taula 11.14 Anàlisis econòmics dels 3 sistemes

Encara que els tres sistemes igualen el Pay Back, tenen resultats disparells en els altres anàlisis econòmics. Tal com s'observa a la taula 11.14, el sistema més adient és el tercer ja que mostra millors resultats en el VAN i el TIR assolits.

A part d'això, s'ha de destacar que qualsevol dels 3 sistemes analitzats seria una bona inversió ja que els resultats dels anàlisis són molt bons. De fet, una especificació bàsica era que el TIR havia de ser del 6% com a mínim i ha resultat que tots els sistemes estudiats superen de molt aquest coeficient.

## 12 Estudi d'impacte ambiental

Un sistema de trigeneració ha de complir la legislació per ser considerat de règim especial i poder gaudir de les avantatges que aquest règim ofereix tal com es pot veure a l'apartat 6.3. A l'estudi energètic (capítol 10) s'ha demostrat que els sistemes es poden inscriure en el citat règim ja que compleixen la normativa o, el que és el mateix, aporten un estalvi en el consum energètic. Com és lògic, un estalvi en el consum energètic va lligat a una reducció de les emissions contaminants tot ajudant al medi ambient.

En aquest capítol s'estudiaran els beneficis mediambientals que els sistemes de trigeneració estudiats aporten mitjançant la reducció dels principals gasos d'efecte hivernacle que es produeixen. Aquests són el diòxid de carboni, el metà i l'òxid nitrós.

### 12.1 Procediment de càlcul d'estalvi d'emissions

Per a saber la contribució dels gasos d'efecte hivernacle a la creació d'aquest problema, s'utilitza un ràtio intrínsec per a cada contaminant per transformar els factors d'emissió de cadascun a kg de CO<sub>2</sub> equivalents. Aquesta conversió es pot veure a la taula 12.1.

Gas	Factors d'emissió per a motors estacionaris (kg/KWh)	Factor de conversió a CO <sub>2</sub> equivalents (kg CO <sub>2</sub> /Kg)	CO <sub>2</sub> relatius equivalents (kg CO <sub>2</sub> /KWh)
Diòxid de carboni (CO <sub>2</sub> )	$2'016 \times 10^{-1}$	1	0'2016
Metà (CH <sub>4</sub> )	$1'1376 \times 10^{-3}$	23	0'0262
Òxid nitrós (N <sub>2</sub> O)	$4'68 \times 10^{-6}$	296	0'0014
TOTAL			0'2291

Taula 12.1 Contribució relativa dels gasos d'efecte hivernacle [35][36]

Llavors, sabent l'emissió de kg de CO<sub>2</sub> equivalents per kWh en motors estacionaris que funcionen amb gas natural, només queda saber l'estalvi de combustible aconseguit. Per conèixer aquest estalvi en kWh, s'utilitza l'expressió 12.1.

$$EEP = \frac{EO}{Ref_E} + \frac{En_H + En_C}{Ref_V} - FC$$

Expressió 12.1 Estalvi d'Energia Primària [37]

Amb la dada resultant a la taula 12.1 i l'expressió 12.1 es calculen les tones de CO<sub>2</sub> equivalents que s'aconsegueixen evitar amb la implantació de cadascun dels 3 sistemes. Els rendiments de referència elèctric i tèrmic utilitzats són els marcats pel Reial Decret 616/2007 que són 0'525 i 0'9 respectivament.

## 12.2 Comparació d'estalvi d'emissions anuals dels 3 sistemes

Amb el procediment de càlcul explicat a l'apartat 12.1 es calcula l'estalvi d'emissions anuals dels sistemes obtenint els resultats de les taules 12.2 i 12.3.

Sistema	Consum de Gas Natural (kWh)	Electricitat generada (kWh)	Fred generat (kWh)	Calor generat (kWh)	EEP (kWh)
1	9.194.819'8	3.723.902'0	1.864.000'0	533.236'6	561.923'1
2	9.268.743'2	3.753.841'0	1.889.536'0	865.361'3	942.427'1
3	9.136.624'7	3.700.333'0	1.886.915'0	855.097'0	958.308'7

Taula 12.2 Estalvi d'Energia Primària dels 3 sistemes

Sistema	EEP (kWh)	CO <sub>2</sub> relatiu equivalents (kg CO <sub>2</sub> /KWh)	Estalvi d'emissions (tones de CO <sub>2</sub> )
1	561.923'1	0'2291	128'76
2	942.427'1	0'2291	215'96
3	958.308'7	0'2291	219'60

Taula 12.3 Estalvi d'emissions en tones de CO<sub>2</sub> equivalents

Tal com es mostra a la taula 12.3, el sistema més net és el tercer seguit de no massa pel segon. Entre aquests dos i el primer si que hi ha una gran diferència encara que tots 3 es poden considerar molt nets pel gran estalvi en emissions que produeixen.



## 13 Conclusions

En aquest projecte s'han estudiat tres sistemes de trigeneració diferents per a esbrinar si s'optimitzaria el procediment actual d'abastiment d'energia d'una pista de gel coberta. Tots 3 sistemes són considerats de règim especial per la legislació gràcies al seu estalvi energètic. Els resultats de l'estudi d'aquests tres sistemes es mostra a la taula 13.1.

	Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3
<b>ASPECTE ENERGÈTIC</b>			
<b>Cobertura de fred</b>	<b>54'9%</b>	<b>55'7%</b>	<b>55'6%</b>
<b>Cobertura de calor</b>	<b>46'7%</b>	<b>75'8%</b>	<b>74'9%</b>
<b>PES</b>	<b>5'8%</b>	<b>9'2%</b>	<b>9'5%</b>
<b>ASPECTE ECONÒMIC</b>			
<b>Inversió inicial</b>	<b>1.060.074€</b>	<b>1.240.074€</b>	<b>1.140.074€</b>
<b>Costos de manteniment i operació anuals</b>	<b>535.942€</b>	<b>525.573€</b>	<b>520.477€</b>
<b>Ingressos anuals</b>	<b>229.417€</b>	<b>263.904€</b>	<b>261.365€</b>
<b>Pay Back</b>	<b>6 anys</b>	<b>6 anys</b>	<b>6 anys</b>
<b>VAN</b>	<b>1.571.323€</b>	<b>1.786.880€</b>	<b>1.857.763€</b>
<b>TIR</b>	<b>21'18%</b>	<b>20'79%</b>	<b>22'53%</b>
<b>ASPECTE MEDIAMBIENTAL</b>			
<b>EEP</b>	<b>561.923kWh</b>	<b>942.427kWh</b>	<b>958.309kWh</b>
<b>Estalvi d'emissions anuals (tones de CO<sub>2</sub> equivalents)</b>	<b>128'76</b>	<b>215'96</b>	<b>219'60</b>

Taula 13.1 Resultats significatius del projecte

Per saber quin és el sistema òptim, s'hauran d'analitzar detalladament els resultats de la taula 13.1.

En l'aspecte energètic, el sistema 1 queda ràpidament exclòs per la seva baixa cobertura del calor i un PES molt més reduït que els altres dos sistemes. Si s'analitzen els resultats dels altres dos sistemes, s'observa una lleugera millor cobertura del sistema 2 encara que aconsegueix un PES inferior.

En l'aspecte econòmic, el sistema 3 és el més atractiu ja que aconsegueix un VAN i TIR superiors als altres dos sistemes. El sistema 1 té una inversió inicial inferior al 3 però aconsegueix uns ingressos anuals molt inferiors i, a mesura que

passen els anys, la diferència de cost inicial es va compensant degut a aquesta diferència en els ingressos percebuts. En quant al sistema 2, que és el pitjor econòmicament parlant, rep més ingressos anuals que qualsevol altre sistema però també és el sistema que necessita de la major inversió inicial. La diferència de quantia en els ingressos anuals del sistema 2 no compensa la diferència de cost inicial amb els altres sistemes i el converteix en el menys rentable.

En l'aspecte mediambiental, el sistema 3 és el més net a poca distància del sistema 2. Aquests dos sistemes demostren ser molt més nets que el sistema 1 ja que aquest últim estalvia un 40% menys de tones de CO<sub>2</sub> equivalents.

L'aspecte que més importarà al client és l'econòmic ja que voldrà que la seva inversió rendeixi el màxim possible. També és important l'aspecte mediambiental no només perquè s'ajuda al medi ambient, sinó perquè aquest tipus de polítiques es poden anunciar com una conscienciació de l'empresa que els clients veuran amb bons ulls. L'aspecte energètic no és útil a l'hora d'escollir sistema perquè es busquen altes cobertures energètiques i PES elevats per minimitzar els costos dels equips auxiliars i produir menys contaminació i, com és lògic, aquests aspectes es troben inclosos en els aspectes econòmic i mediambiental.

Llavors, l'actuació òptima serà substituir el sistema convencional pel tercer sistema ja que obté millors resultats econòmics (és el que aporta més rendibilitat) i mediambientals (és el que estalvia més tones de CO<sub>2</sub> equivalents).

En quant al procediment seguit en aquest projecte s'ha conclòs que:

- El mètode de dimensionat emprat és ideal per a realitzar un estudi preliminar de la planta ja que és un mètode senzill, ràpid i que s'adequa perfectament a la legislació vigent en el nostre país.
- El dimensionat de les refredadores d'absorció és molt relatiu ja que, com s'ha demostrat, no sol ser òptima la que més energia frigorífica aporta en cada tipus de sistema. En el cas d'estudi s'ha decidit fer un càlcul per diferents potències fins trobar la que cobreixi millor les demandes tèrmiques de la pista amb molt bons resultats.
- S'ha detectat una gran sensibilitat dels resultats energètics i per tant, dels resultats globals, en funció del COP de la refredadora. L'eficiència que indiquen els fabricants és orientativa ja que el valor exacte d'aquest coeficient és variable i depèn de molts factors que s'han d'estudiar molt detalladament en cada planta individualment. Aquest és un motiu de possible incertesa en els resultats reals (encara que els fabricants tenen molta experiència i són molt fiables).
- S'ha detectat una alta sensibilitat dels resultats econòmics en funció dels preus energètics. És per això que, tot i que les tarifes de venda de l'electricitat s'actualitzen en funció dels preus dels recursos energètics, hi ha una certa incertesa en les tarifes a aplicar en el càlcul econòmic que poden aturar una possible inversió per falta de garanties de rendibilitat.

Aquest fet posa de manifest l'alta dependència energètica que té el nostre país respecte l'exterior.

Per tant, possibles millores podrien venir a través d'una tarifa regulada i complements amb una component variable que depengui dels preus dels recursos energètics que necessiten les instal·lacions. Aquest fet aportaria una major garantia de compliment de la rendibilitat calculada i això es traduiria en més inversors interessats en aquests sistemes. Aquest fet beneficiaria l'estratègia d'estalvi energètic dels territoris i crearia un teixit industrial més fort a més de beneficiar al medi ambient.

Per finalitzar i amb els resultats obtinguts, és obvi que les pistes de gel cobertes són instal·lacions que poden obtenir grans avantatges si s'aplica un sistema de trigeneració donades les demandes energètiques que requereixen.

## 14 Pressupost

El pressupost de confecció d'aquest estudi és de 19.000€. Aquest pressupost es troba desglossat al document pressupost.

## 15 Bibliografia

- [1]. Cummins Power Generation. *Evaluating cogeneration for your facility: A look at the potential energy-efficiency, economic and environmental benefits*. 2008
- [2]. *A novel method for the design of CHCP (combined heat, cooling and power) systems for buildings*. Martínez-Lera, S., Ballester, J. Elsevier, 2010, Energy, pàgs. 2972-2984
- [3]. COGEN España. [En línia] [Citat el 29 de Febrer de 2012] <http://www.cogenspain.org/index.php/Que-es/que-es-cogeneracion.html>
- [4]. Gas Natural Fenosa. [En línia] [Citat el 29 de Febrer de 2012] <http://www.empresaeficiente.com/es/catalogo-de-tecnologias/plantas-de-trigeneracion#ancla>
- [5]. PolySmart. *Polygeneration in Europe – a technical report*. 2008.
- [6]. Fundación Asturiana de la Energía. *Cogeneración de pequeña potencia*. Principado de Asturias
- [7]. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. *Boletín de estadísticas energéticas de cogeneración. Año 2010*. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Gobierno de España.
- [8]. COGEN España. Situación y marco regulatorio de la microgeneración y la cogeneración de pequeña escala en España. Octubre 2011
- [9]. Blog Telecom. [En línia] [Citat el 20 de Març de 2012] <http://telecom06.files.wordpress.com/2006/11/patinoire-2.JPG>
- [10]. *Prediction of yearly energy requirements of indoor ice rinks*. Seghouani, L., Daoud, A., Galanis, N. Elsevier, 2009, Energy and Buildings, pàgs. 500-511
- [11]. International Ice Hockey Federation. *Technical guidelines of an ice rink, chapter 3*. 2007
- [12]. PLANTASDECOGENERACION. [En línia] [Citat el 20 de Març de 2012] <http://www.plantasdecogeneracion.com/images/sistemasauxiliar3.jpg>
- [13] *Combined Heating, Cooling & Power Handbook: Technologies & Applications*. **Petchers, N.** The Fairmont Press, inc. 2003
- [14]. Green Energy. [En línia] [Citat el 20 de Març de 2012] <http://www.green-energy-uk.com/images/reci.gif>

- [15]. YOURDICTIONARY. [En línea] [Citat el 20 de Març de 2012]  
<http://images.yourdictionary.com/images/main/A4gastrb.jpg>
- [16]. PolySmart. Technology and Literature Review. Dr Núñez, T. 2011.
- [17]. CONUEE. [En línea] [Citat el 20 de Març de 2012]  
[http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA\\_544\\_tecnologias\\_de\\_cogen](http://www.conuee.gob.mx/wb/CONAE/CONA_544_tecnologias_de_cogen)
- [18]. FLOWSERVE. [En línea] [Citat el 20 de Març de 2012]  
[http://www.flowserve.com/files/Files/Images/Industries/static/020-I-Combined\\_Cycle\\_large.png](http://www.flowserve.com/files/Files/Images/Industries/static/020-I-Combined_Cycle_large.png)
- [19]. *Polygeneration with advanced Small and Medium scale thermally-driven Air-conditioning and Refrigeration Technology*, PolySmart University Course. [En línea] [Citat el 20 de Març de 2012]  
[http://www.polysmart.org/cms/front\\_content.php?idart=277](http://www.polysmart.org/cms/front_content.php?idart=277)
- [20]. Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid. *Guía básica de Microgeneración*. 2012. Comunidad de Madrid
- [21]. *Trigeneration: A comprehensive review based on prime movers*. Al-Sulaiman, F. A., Hamdullahpur, F., Dincer, I. Wiley Online Library, 2010, pàgs. 233-258
- [22]. Gulf Coast Clean Energy Application Center, U.S. Department of Energy. [En línea] [Citat el 20 de Març de 2012]  
<http://images.harc.edu/Sites/CHP/WhatIsCHP/AbsorptionCycle.gif>
- [23]. *A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems*. Deng, J., Wang, R. Z., Han, G. Y. Elsevier, 2010, Progress in Energy and Combustion Science, pàgs. 172-203
- [24]. Colibri b.v. *Ammonia Absortion Technology*.
- [25]. *Practical experiments on an adsorption air conditioner powered by exhausted heat from a diesel locomotive*. Lu, Y. Z., Wang, R. Z., Xu, Y. X., Wu, J. Y. Elsevier, 2004, Applied Thermal Engineering, pàgs. 1051-1059
- [26]. *Principle for adsorption cycles for refrigeration or heat pumping*. Pons, M. Cap de grup de treball de Solid-Fluid Transfer del Centre National de la Recherche Scientifique [En línea] [Citat el 20 de Març de 2012]  
<http://perso.limsi.fr/Individu/mpons/pricyc.htm>
- [27]. ECOENERGIA SA. [En línea] [Citat el 26 de Març de 2012]  
<http://ecoenergia-sa.es/cogeneracion/>

- [28]. Boletín Oficial del Estado. *Real Decreto 616/2007*. 11 de Maig de 2007. Ministerio de Industria, Energía y Turismo, Gobierno de España.
- [29]. Boletín Oficial del Estado. *Real Decreto 661/2007*. 25 de Maig de 2007. Ministerio de Industria, Energía y Turismo, Gobierno de España.
- [30]. Boletín Oficial del Estado. *Orden IET/3586/2011*. 30 de Desembre de 2011. Ministerio de Industria, Energía y Turismo, Gobierno de España.
- [31]. Boletín Oficial del Estado. *Disposición 20649*. 30 de Desembre de 2011. Ministerio de Industria, Energía y Turismo, Gobierno de España.
- [32]. Explicacions del professor Jesús Castro González.
- [33]. *A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas*. Cardona, E., Piacentino, A. Elsevier, 2003, Applied Thermal Engineering, págs. 1665-1680.
- [34]. Diario Oficial de la Unión Europea. Directiva 2004/8/CE. 11 de Febrer de 2004. Parlamento Europeo y del Consejo. Unión Europea.
- [35]. *Inventario de emisiones de gases de efecto invernadero de España e información adicional. Comunicación a la secretaría del convenio marco sobre cambio climático y protocolo de Kyoto*. Abril de 2011. Ministerio de Medio Ambiente y Medio Rural y Marino, Gobierno de España.
- [36]. IUEP. [En línea] [Citat el 5 de Maig de 2012]  
<http://www.iuep.org/RFP2006/commonconversionfactors.php>
- [37]. Apunts de classe d'Enginyeria Termodinàmica. ETSEIAT (UPC).
- [38]. *Decisió de la Comissió*. 21 de Desembre de 2006. Diari Oficial de la Unió Europea.